

ENERGY
MANAGEMENT
SERIES

8

FOR INDUSTRY
COMMERCE
AND INSTITUTIONS

Steam and Condensate Systems



Energy, Mines and
Resources Canada

Énergie, Mines et
Ressources Canada

Canada

PREFACE

Much has been learned about the art and science of managing energy during the past decade. Today, energy management is a seriously applied discipline within the management process of most successful companies.

Initially, in the early 1970's, energy conservation programs were established to alleviate threatened shortages and Canada's dependency on off-shore oil supplies. However, dramatic price increases quickly added a new meaning to the term "energy conservation" — reduce energy costs!

Many industrial, commercial and institutional organizations met the challenge and reduced energy costs by up to 50%. Improved energy use efficiency was achieved by such steps as employee awareness programs, improved maintenance procedures, by simply eliminating waste, as well as by undertaking projects to upgrade or improve facilities and equipment.

In order to obtain additional energy savings at this juncture a greater knowledge and understanding of technical theory and its application is required in addition to energy efficiency equipment itself.

At the request of the Canadian Industry Program for Energy Conservation, the Commercial and Institutional Task Force Program and related trade associations, the Industrial Energy Division of the Department of Energy, Mines and Resources Canada, has prepared a series of energy management and technical manuals.

The purpose of these manuals is to help managers and operating personnel recognize energy management opportunities within their organizations. They provide the practitioner with mathematical equations, general information on proven techniques and technology, together with examples on how to save energy.

For further information concerning the manuals listed below or regarding material used at seminars/workshops including actual case studies, please write to:

Business and Government Energy
Management Division
Department of Energy, Mines and Resources
580 Booth Street
Ottawa, Ontario
K1A 0E4

Energy Management/Employee
Participation
Conducting an Energy Audit
Financial Analysis
Energy Accounting
Waste Heat Recovery
Process Insulation
Lighting
Electrical
Energy Efficient Electric Motors
Combustion
Boiler Plant Systems
Thermal Storage
Steam and Condensate Systems

Heating and Cooling Equipment (Steam
and Water)
Heating Ventilating and Air Conditioning
Refrigeration and Heat Pumps
Water and Compressed Air Systems
Fans and Pumps
Compressors and Turbines
Measuring, Metering and Monitoring
Automatic Controls
Materials Handling and On-Site
Transportation Equipment
Architectural Considerations
Process Furnaces, Dryers and Kilns.

© Minister of Supply and Services Canada 1987

Available in Canada through

Associated Bookstores
and other booksellers

or by mail from

Canadian Government Publishing Centre
Supply and Services Canada
Ottawa, Canada K1A 0S9

Catalogue No. M91-6/8E
ISBN 0-662-14160-1

Canada: \$5.50
Other Countries: \$6.60

Price subject to change without notice

All rights reserved. No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system, or transmitted by any means, electronic, mechanical, photocopying, recording or otherwise, without the prior written permission of the Publishing Services, Canadian Government Publishing Centre, Ottawa, K1A 0S9.

TABLE OF CONTENTS

	Page
INTRODUCTION	
Purpose	1
Contents	1
FUNDAMENTALS	
Safety Considerations	3
Steam and Condensate System Terminology	3
Heat Energy	3
Change of State	3
Steam Forms	4
Quality of Steam	5
Steam Tables	5
Steam Conditioning	6
Condensate	6
Piping Systems	6
Piping Arrangement	7
Pressure Ranges	7
Method of Condensate Return	7
Pipe	7
Velocity	8
Branch Connections	8
Reducers	8
Thermal Expansion	9
Accessories	9
Drip Legs	9
Steam Traps	10
Strainers	11
Condensate Receivers and Flash Tanks	11
Insulation	12
Metering and Monitoring	12
Energy Loss Areas	12
Steam Trap Losses	12
Uninsulated Pipe and Fitting Losses	13
Leaks	14
Flash Steam	15
Condensate Loss to Drain	15
System Losses	16
Boiler Plant Pressure	16

Techniques for Identifying Steam Trap Losses	16
Pressure Reduction Effects	17
Vapor Phase Compression	17
Steam System Utilization	18
Flash Steam Utilization	18
Energy Audit Methods	20
Summary	21
EQUIPMENT/SYSTEMS	23
Pipe and Fittings	23
Pipe	23
Drip Leg	23
Strainers	23
Reducers	24
Elbows	24
Tees	24
Flanges	24
Steam Traps	25
Air Vents	28
Valves	29
Pressure Reducing Stations	30
Desuperheaters	31
Insulation	32
Condensate Return Units	32
Pipe Supports	33
Expansion Compensators	33
Expansion Loops	33
Steam and Condensate Flow Metering	34
Miscellaneous Equipment	34
Steam Heating Systems	34
One-Pipe Gravity Return System	35
Two-Pipe Gravity Return System	35
Two-Pipe Trapped Return System	36
Process Systems	36
High Pressure Systems	37
Medium Pressure Systems	37
Low Pressure Systems	37
Pressurized Return Systems	37
Vacuum Systems	37

ENERGY MANAGEMENT OPPORTUNITIES	39
Housekeeping Opportunities	39
Housekeeping Worked Examples	39
1. Steam Trap Maintenance Program and Procedures	39
2. Check and Maintain Proper Equipment Operation	40
3. Check and Correct Steam and Condensate Leaks	40
4. Train Operating Personnel	40
5. Maintain Chemical Treatment Program	41
6. Check Control Settings	41
7. Shut Down Equipment When Not Required	41
8. Shut Down Steam and Condensate Branch Systems When Not Required	41
Low Cost Opportunities	42
Low Cost Worked Examples	42
1. Condensate Recovery	42
2. Overhaul Pressure Reducing Stations	42
3. Operate Equipment In Efficient Operation	43
4. Insulate Uninsulated Flanges and Fittings	43
5. Remove Unused Steam and Condensate Piping	44
6. Reduce System Pressure Where Possible	44
7. Repipe Systems or Relocate Equipment to Shorten Pipe Lengths	44
8. Optimize Location of Control Sensors	44
9. Insulate Uninsulated Piping	44
10. Add Measuring, Metering and Monitoring Equipment	45
11. Replace or Repair Leaking Traps	45
12. Repair, Replace or Add Air Vents	45
13. Repair Damaged Insulation	46
Retrofit Opportunities	46
Retrofit Worked Examples	47
1. Upgrade Insulation	47
2. Institute A Steam Trap Replacement Program	47
3. Optimize Pipe Sizes	48
4. Recover Flash Steam	49
5. Eliminate Steam Use Where Possible	49
6. Stage the Depressurization of Condensate	49
7. Recover Heat from Condensate	49
8. Meter Steam and Condensate Flows	50
9. Consider Cogeneration of Heat and Electrical Power	50

APPENDICES

- A Glossary of Terms**
- B Tables**
- C Common Conversions**
- D Worksheet**
- E Checklist**

INTRODUCTION



Prior to the invention of the steam engine, water and wind were the major sources of power. With the technology advances of the Industrial Revolution, steam engines began to replace water and wind powered equipment. The development of pressure vessels and improved piping materials allowed the generation and use of higher steam pressures and temperatures. These improvements also allowed steam to be transported over progressively greater distances.

With the availability of low cost, widely distributed electrical energy and low cost fossil fuels, greater versatility became possible for the design of steam and condensate systems. Higher pressure systems allowed the use of smaller pipes and heating devices, and permitted the use of more sophisticated control devices. However, the lack of proper maintenance on these systems created the potential for greater energy losses.

The dramatic increase of recent years in the cost of all energy sources provides renewed incentive to examine the efficiency of existing steam and condensate systems, to seek opportunities to minimize the required energy, and save money.

Purpose

The following summarizes the purpose of this module.

- Introduce the subject of steam and condensate distribution systems as used in the Industrial, Commercial and Institutional sectors.
- Provide an awareness of energy and cost savings available through implementation of Energy Management Opportunities.
- Provide, with the aid of worked examples, methods of determining energy and cost saving opportunities.
- Provide a set of worksheets to establish a standard method of calculating energy and cost savings for the noted Energy Management Opportunities.

Contents

The module is subdivided into the following sections.

- *Fundamentals* describes the basic theory and uses of steam and condensate systems. Basic energy calculations are presented and further explained with worked examples.
- *Equipment/Systems* describes the basic equipment used in steam and condensate distribution systems.
- A series of *Energy Management Opportunities* supported by estimated energy and cost savings where applicable.
- *Appendices*, including a glossary of terms, tables, common conversions and worksheets.

FUNDAMENTALS



Steam is probably one of the most commonly used sources of heat or thermal energy found in Industrial, Commercial and Institutional establishments. This module focuses on the distribution of steam energy and the return of condensate. It represents the link between Module 6, Boiler Plant Systems, and Module 9, Heating and Cooling Equipment, (Steam and Water).

Safety Considerations

The generation, distribution and utilization of steam and condensate fall under regulations issued by the various provincial governments. Prior to making any changes to a system, it is the responsibility of the owner to ensure that all codes and standards have been met.

Steam and Condensate Systems Terminology

Certain steam and condensate terms and concepts are required to understand how the transfer of heat energy is performed within the system, and where improvements can be made.

Heat Energy

Heat is a form of energy. The level of heat energy contained in an object is represented by its temperature. The higher the temperature, the more heat energy an object will possess. Some substances react differently at specific temperatures. For example, if heat is added to a block of ice it will melt and form water without an increase in temperature. Similarly, the addition of heat to water could result in boiling without an increase in temperature.

Change of State

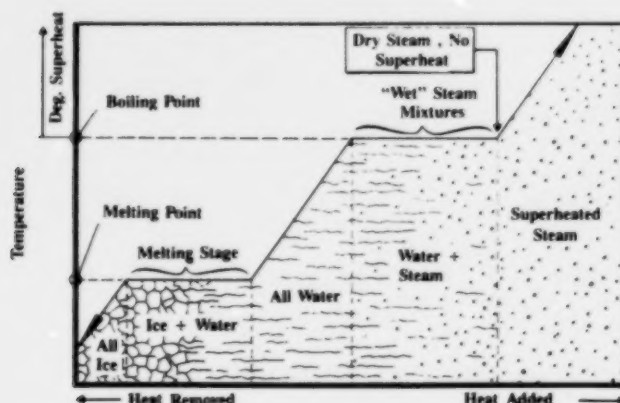
Temperature is a measure of the heat energy stored in an object. As heat energy is added, the temperature will increase until a *change of state* takes place. Typical examples are ice melting, or water boiling. Figure 1 illustrates the change of state process.

Most pure substances have a specific melting and freezing temperature. Ice, with the addition of heat, begins to melt at 0°C . The amount of heat necessary to melt one kilogram of ice at 0°C to one kilogram of water at 0°C is called the *latent heat of fusion* of water (334.92 kJ/kg). The removal of the same amount of heat from one kilogram of water at 0°C will change it into one kilogram of ice at 0°C .

Evaporation is a gaseous escape of molecules from the surface of a liquid. The rate of evaporation reaches a maximum when the liquid boils. Once the boiling point temperature of a liquid is reached, additional heat energy is required to convert the liquid to a gas (e.g., water to steam). This quantity of heat is called the *latent heat of vaporization*. For water, the latent heat of vaporization is 2256.9 kJ/kg at 101.325 kPa (absolute) and 100°C .

Steam Forms

As heat is added to water, the temperature of the water increases until its boiling point is reached (Figure 1). This heat, which increases the water temperature, is called *sensible heat*. Once the boiling point is reached, any further addition of heat causes some of the water to change to steam, but the mixture of steam and water remains at the boiling temperature. The heat which converts the water to steam at the constant boiling temperature is called *latent heat*. When the water has been fully vaporized at the boiling temperature it is called *dry saturated steam*. This means that there are no droplets of moisture within the steam.



Example Of Change Of State
Figure 1

If water is heated at a pressure above atmospheric, its boiling point will be higher than 100°C and the sensible heat required will be greater. Thus, for every pressure there is a corresponding boiling temperature, and at this temperature the water contains a fixed, known amount of heat. The greater the pressure, the higher the boiling temperature and heat content. If the pressure is reduced, the heat content decreases, and the water temperature falls to the boiling temperature corresponding to the new pressure. This means that a certain amount of sensible heat is released from the water. This excess heat will be absorbed by the water in the form of latent heat, causing part of the water to *flash* into steam. An example of this is the discharge of condensate from a steam trap.

Water can also be evaporated or boiled below atmospheric pressure. Examples are the use of vacuum evaporators to concentrate sugar solutions, orange juice, or milk, where excess water is boiled off at temperatures of 40 to 60°C. This is done to help preserve the flavor of the concentrate.

Superheated steam is produced when saturated steam is heated to a temperature higher than the saturation temperature. Since superheated steam does not have any free water, the value of its enthalpy (heat content) can be read directly from superheated steam tables at the point corresponding to the temperature and pressure. The amount of superheat in steam is expressed in degrees of superheat (the number of degrees Celsius to which the steam is heated above the saturation temperature).

Superheated steam is not ideal for heating applications. Constant superheat temperature is difficult to maintain and the heat carrying capacity per unit volume is lower. Increased pipe sizes are required to carry the same weight of steam. Heat transfer performance can be increased by *desuperheating* the steam. The most common method of desuperheating is by spraying water into the steam.

Quality of Steam

As stated, when steam leaves the surface of boiling water, it is called saturated steam. Removal of heat from this steam will cause it to condense into water and appear in the form of droplets over the water surface. The ratio of the mass of pure vapor to the total mass of vapor and water droplets is called the *quality of steam* or *dryness fraction*.

Quality of steam can be expressed by the following equation.

$$\text{Quality (x)} = \frac{\text{Mass of vapor}}{\text{Total mass}}$$

If the quality of steam is 1.0, then there is no free moisture in the steam. This is referred to as dry saturated steam. As the steam cools, its quality deteriorates. The percentage of water by mass in the steam may be determined by the equation.

$$\text{Per cent water} = 100\% - (\text{quality} \times 100)$$

For example, if the quality of steam is calculated to be 0.98 then,

$$\text{Per cent water} = 100 - (0.98 \times 100)$$

$$= 100 - 98$$

$$= 2\%$$

Quality has meaning only when the steam is in a saturated state, at a saturation pressure and temperature.

Steam Tables

Steam tables for saturated steam (Table 1) and superheated steam (Table 2) are used to express the quantity of energy available in water or steam. They are also used to determine the saturation temperatures and specific volumes of steam and water at various pressures. The following explanations of steam and water properties will assist in using the steam tables.

- The *pressure* used in steam tables is the saturation pressure expressed as kPa (absolute) and is equal to gauge pressure plus standard atmospheric pressure (101.325 kPa).
- *Saturation temperature*, expressed in °C, is the temperature at which boiling will take place to produce steam at a given pressure. For example, if a boiler produces saturated steam at 374.68 kPa (gauge) [476 kPa (absolute)] it will operate at a temperature of 150°C.
- *Specific volume of saturated liquid*, v_f , is expressed in units of m^3/kg . This value does not change significantly over a wide range of temperatures. The specific volume of a liquid is the reciprocal of its density at any given temperature. The density of water is $1000 \text{ kg}/\text{m}^3$ at room temperature.
- The *specific volume of saturated steam*, v_g , expressed in units of m^3/kg , is the volume (m^3) occupied by one kilogram of dry saturated steam at a given pressure.

When steam tables were formulated, water at 0°C was selected as the condition representing zero energy. The total energy contained in water, steam or a mixture of both is called the *enthalpy* of the fluid and is expressed in kilojoules per kilogram (kJ/kg). Under the enthalpy heading in Table 1, there are three columns that identify the enthalpy of the liquid (h_f), the enthalpy of evaporation (h_{fg}), and the enthalpy of steam (h_g).

1. The *enthalpy of liquid* (h_f) is a measure of the amount of heat energy contained in the water (sensible heat) at a specific temperature.
2. The *enthalpy of evaporation* (h_{fg}) (correctly called the latent heat of vaporization) is the quantity of heat energy required to convert one kg of water to one kg of steam at the given pressure.
3. The *enthalpy of steam* (h_g) is the total heat energy (latent heat) contained in dry saturated steam at the given pressure. This quantity of energy is the sum of the enthalpy of the liquid (h_f) and the amount of energy required to evaporate one kilogram of water for a specific temperature (h_{fg}) and can be expressed in the following equation.

$$h_g = h_f + h_{fg}$$

Steam Conditioning

Although the chemical treatment of water is usually performed within the boiler plant, it is important to know the effects of improper treatment of water and steam within a steam and condensate distribution system.

The rate of heat transfer from a steam distribution system is directly affected by the steam temperature and by the presence of air and carbon dioxide (CO₂) within the system.

Air, with its excellent insulation property, is undesirable in the steam supply because of the effect on the rate of heat transfer from the steam to the steam heated equipment. Under certain conditions, as little as one per cent by volume of air in steam can reduce the heat transfer efficiency by up to 50 per cent. When air is present in a steam space the steam cannot be maintained at saturation temperature. The following indicates the effect of air on the temperature of a steam/air mixture.

Pressure kPa(gauge)	Saturated Steam Temp.(°C)	Steam-Air Mixture Temperature		
		5% Air	10% Air	15% Air
14	104°C	102°C	100.5°C	99°C
34	108°C	107°C	105.5°C	104°C
69	115°C	114°C	112°C	110°C
138	126°C	124°C	122°C	121°C

Air and CO₂ are both contributors of excessive corrosion which can occur in the steam and condensate piping, on heat transfer surfaces and other system components. Corrosion can occur in the form of *grooving* where the metal is dissolved away or by *pitting* which occurs where dissimilar metals are in contact or at points where stresses occur in the piping system.

Dealkalizers and deaerators are used to remove O₂ and CO₂ from boiler water. In addition, there are chemicals such as amines and oxygen scavenging agents, which can be added to the boiler feed water to improve the steam purity.

Condensate

The steam, leaving the surface of boiling water is at saturation conditions and contains no free water. Removal of heat from this steam will cause it to condense into water and appear in the form of droplets over the water surface. Some of these droplets escape with the steam into the steam distribution piping, where, with the further loss of heat they form into larger drops which eventually fall to the bottom of the pipe to form condensate. To ensure satisfactory operation of the steam distribution system this condensate must be removed.

This same phenomenon occurs in steam using equipment. As heat is given up by the steam, condensate forms, and again for proper operation of the equipment must be removed.

The condensate contains usable heat energy in the form of sensible heat and every effort possible should be made to recapture this heat energy. This may consist of items of the following type.

- Return the condensate to the boiler plant where it is reused as boiler feed water. As well as saving energy this has the added advantage of reducing boiler make-up water treatment costs.
- If the condensate is to be discharged as a waste product because of possible contamination, its heat content can be transferred to other process streams prior to disposal.
- Use *flash steam* as a heat source in low pressure steam systems.

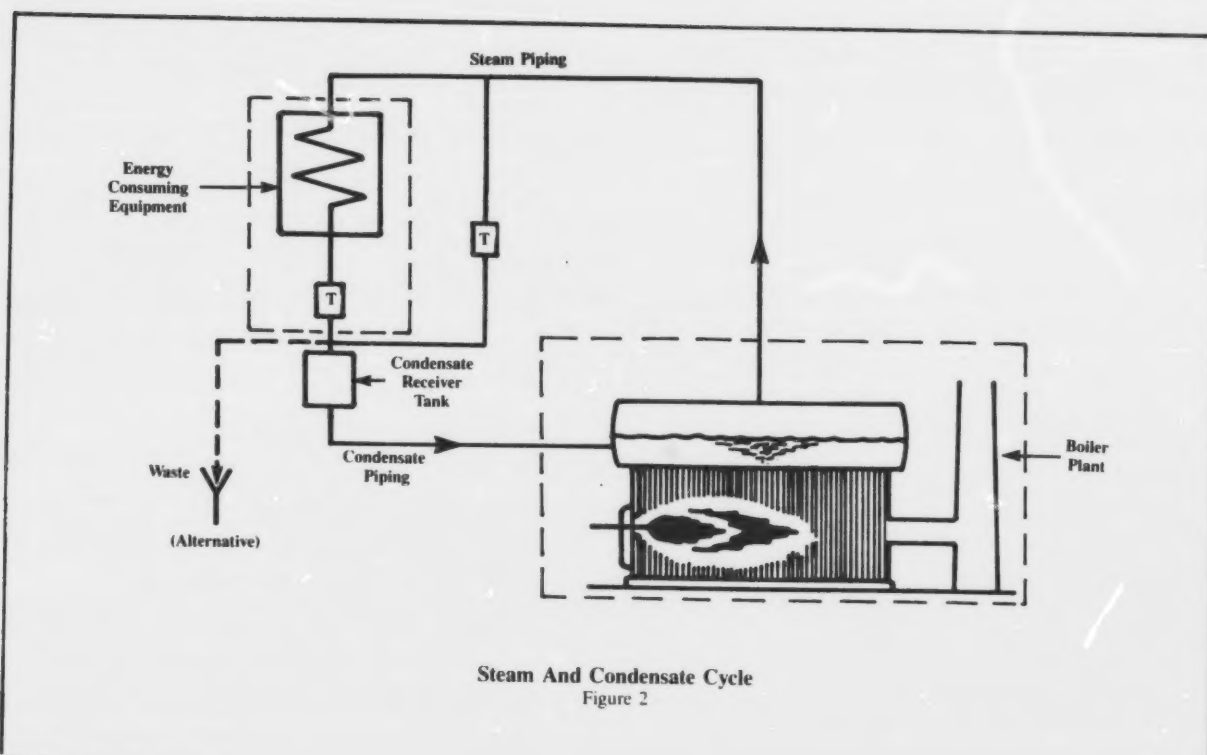
Piping Systems

In any steam system, steam is generated in a boiler, distributed to the energy consuming equipment, and the unused portion (condensate) is returned to the boiler or discharged as waste (Figure 2). In normal terminology the piping carrying the steam from the boiler to the energy consuming equipment is called the *Steam Distribution System* and the piping returning the condensate is called the *Condensate Return System*.

Piping systems vary in size, but the basic concepts are the same. Steam can be used for space heating, or as a heat source for process equipment, where it is put to use through heat exchangers, steam coils, jacketed vessels, and laundry and kitchen equipment. Steam can also be used as an energy source in certain cooling systems.

Steam and condensate piping systems are classified under three separate categories.

- Piping arrangement.
- Pressure ranges.
- Method of condensate return.



Piping Arrangement

Under this classification, the systems are further subdivided as follows.

- *One-pipe systems* in which a single main is used to deliver the steam to, and return the condensate from, the terminal unit.
- *Two-pipe systems* in which the steam and condensate flow in separate pipes.

Piping arrangements can be further classified as dry or wet return and up or down feed. In a dry return system the condensate enters the boiler above the boiler water line. Condensate enters below the boiler water line in a wet return system. Up or down feed depends on the direction steam flows in the riser.

Pressure Ranges

Under this classification, the systems are further subdivided as follows.

- *High pressure system* with operating pressures of 690 to 2400 kPa(gauge).
- *Medium pressure system* with operating pressures of 103 to 690 kPa(gauge).
- *Low pressure systems* with operating pressures of 0 to 103 kPa(gauge).
- A *vacuum system* operates under a vacuum below 0 kPa(gauge).
- A *vapor system* operates under the same conditions as a vacuum system but without the use of a vacuum pump.

Method of Condensate Return

Under this classification, the systems are further subdivided as follows.

- *Gravity return systems* where condensate is returned to the boiler or condensate receiver by gravity.
- *Mechanical return systems* where steam traps, condensate pumps or vacuum pumps are used to return condensate.

Pipe

In piping systems, the term schedule is used to assign a number that relates to the pressure and stress capability of the pipe. The heavier the schedule the stronger the pipe. The Nominal Pipe Size (NPS) is designated in inches. Table 3 provides dimensional data for pipe sizes up to NPS 12 for standard schedule 40 and heavier schedule 80 pipe.

Velocity

It is recommended that in sizing steam distribution piping, the velocity of steam be kept within practical limits. Good practice suggests a steam velocity of 40 to 60 m/s with a maximum of 75 m/s. If the pipe is too large, unnecessary heat loss owing to larger exposed surface areas, and a higher cost of piping and insulation will result. If the pipe is too small, there will be higher pipeline noise caused by velocity, as well as pressure loss and lower capacity. Worksheet 8-1 is provided to allow calculations of steam velocity to be performed and an example of the use of this worksheet follows at the end of this section.

Condensate flow rates should also be kept within practical limits. Good practice suggests that the velocity should be held between 1.5 and 4.0 metres per second. Table 4 is a nomograph which may be used to establish flow rate, velocity, nominal schedule 40 pipe size and pipe internal diameter, as long as two of the items are known.

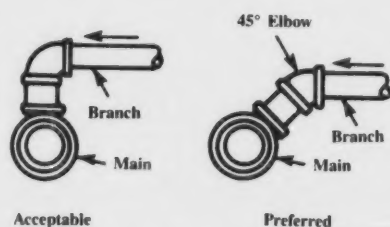
When steam condenses, the quantity of condensate generated in kg/h is equal to the steam flow rate in kg/h. This means that if end use equipment uses steam for indirect heating at the rate of 1000 kg/h, the quantity of condensate produced will also be 1000 kg/h.

Branch Connections

Branch connections to steam mains should preferably be at 45° from the top, but 90° connections are acceptable (Figure 3). This is done to allow condensate to collect in the bottom of the steam main and not flow into the branch main, as well as to minimize the friction losses of the steam flowing through the piping. There is an exception to this rule in a one-pipe gravity system. For a one-pipe gravity system which requires dripping, the connection is made at 45° from the bottom. Steam traps must not be installed in this connection.

Reducers

When steam mains are reduced, the connections must always be made to avoid water pockets so that the condensate drains freely. Eccentric reducers (Figure 4) are installed to eliminate water pockets at reduction points in horizontal steam mains. Concentric reducers are normally used for size reduction in vertical steam and condensate mains.

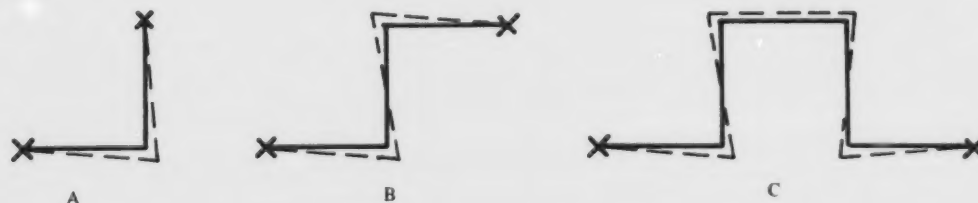


Steam Main Branch Connections
Figure 3

Conversion Factor:
 $\text{mm} = \text{in.} \times 25.4$



Typical Size Reduction for a Horizontal Line
Figure 4



Expansion Pipe Bends
Figure 5

Thermal Expansion

Thermal expansion and contraction cause piping systems to move. Similar movement can also occur in attached machinery and structures. This movement must be accommodated to prevent damage to structures and system elements. This can be accomplished using the inherent flexibility of the piping system, by designing loops into the system where needed, by expansion joints or by special couplings. The method or devices selected depend on force limitations, available space, installed cost, serviceability, maintenance cost, length of life and the type of system selected. Stresses on the pipe, and available expansion space dictate acceptable design.

In the simplest case, axial movement in each of two pipe segments connected through a 90° elbow is accommodated by bending in each segment (Figure 5A). The addition of pipe segments results in a Z-bend (Figure 5B), or loop (Figure 5C).

Cold springing of the pipe is a technique which is also used to accommodate expansion and contraction. Cold springing of loops and Z-bends is relatively easy in the field, however single elbows are very difficult to cold spring.

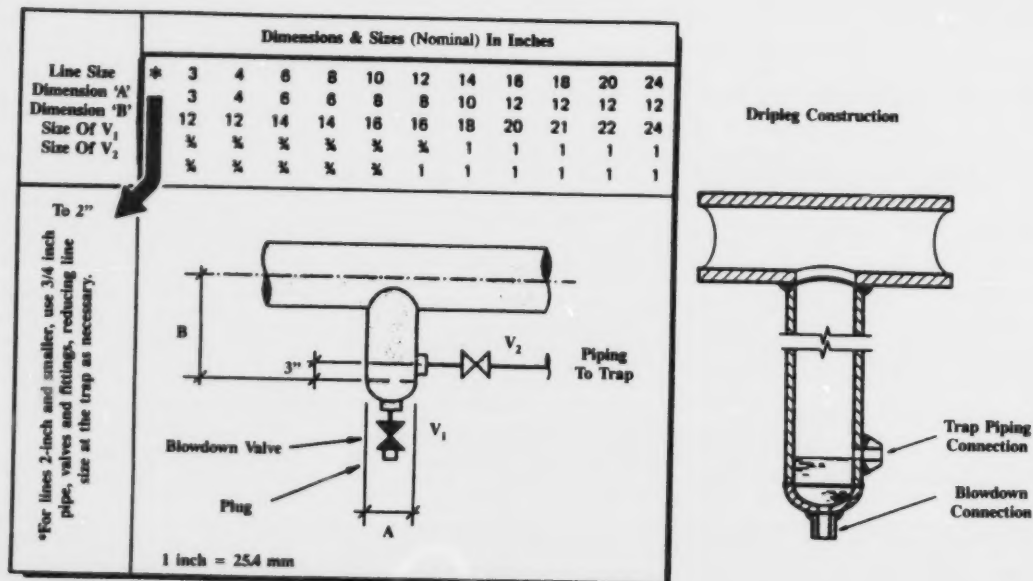
Using the inherent flexibility of the piping system is the preferred method of accommodating pipe movement. However, if there is a lack of space for expansion loops or changes of direction, expansion joints can be used. These should be installed where they are accessible for maintenance or replacement. They must be insulated to prevent heat loss.

Accessories

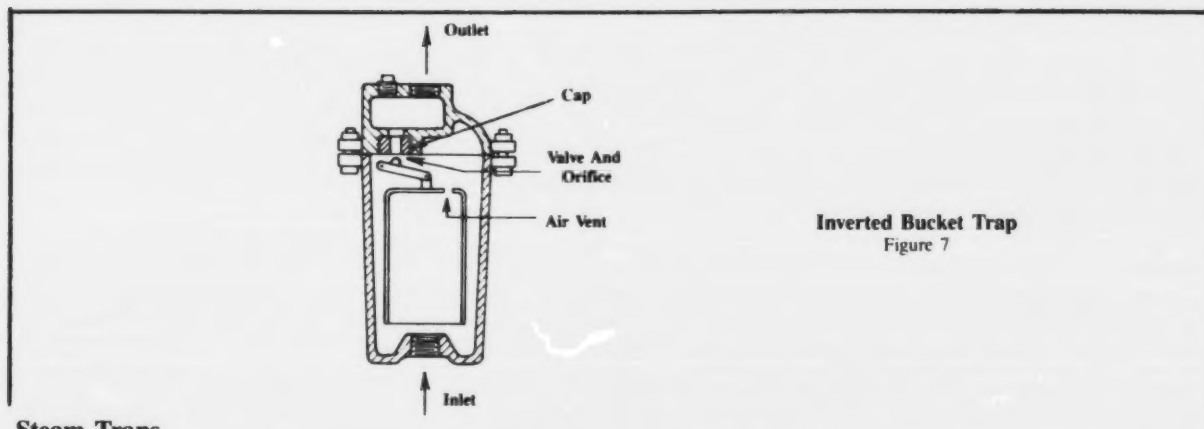
As well as the pipe, certain other items are used to make up the system. Their basic functions will be described in the following text with detailed information being found in the Equipment/Systems section.

Drip Legs

Condensation occurs as steam flows through a pipe because of heat loss to the surroundings. Unless this condensate is removed it can cause water hammer and degrade steam quality. Drip legs (Figure 6) should be provided at all natural drainage points in the system. Normally, on straight "horizontal" runs, drip legs are provided every 90 m where the pipe is sloped down in the direction of flow. When the pipe is sloped upwards, so that direction of condensate flow is opposite the steam flow, drip legs should be provided every 45 m. Eccentric reducers are used in "horizontal" piping to avoid water pockets.



Drip Legs
Figure 6



Inverted Bucket Trap
Figure 7

Steam Traps

Steam traps are installed to obtain fast heating of product and equipment by keeping the steam lines and equipment free of condensate, air and noncondensable gases. A steam trap (Figure 7) is a valve device that discharges condensate and air from a steam line or piece of equipment without discharging steam. When starting up equipment and steam systems, lines and equipment are full of air which must be flushed out. During continuous operation a small amount of air and noncondensable gases, which enter the system with the boiler feedwater, must also be vented.

Some steam traps have built-in strainers to provide protection from dirt and scale. Unless removed, this material may cause the trap to jam in an open position, allowing the free flow of steam into the condensate collection system. Traps are also available with check valve features to guard against condensate backflow. Details may be obtained from trap manufacturers and catalogues.

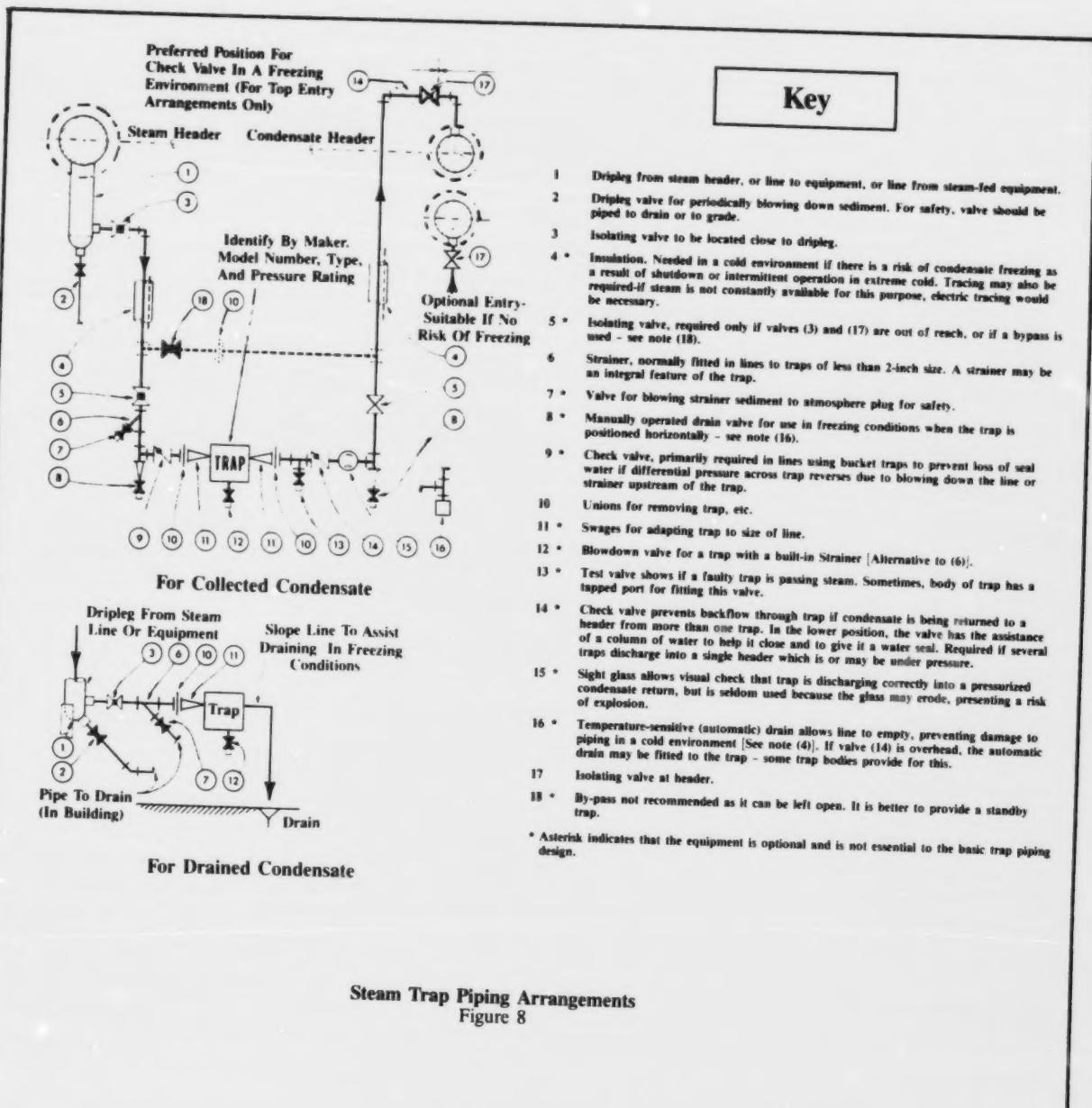
Two methods are used to discharge condensate from steam mains. In systems operating at a steam pressure below 103 kPa(gauge), condensate discharged from steam traps may flow by gravity return to an atmospheric pressure receiver, a flash tank, or to drain. Condensate from the receiver is then pumped to its intended point of use, usually the boiler plant. In systems over 103 kPa(gauge), the pressure in the steam main may be used to force the condensate to an overhead condensate return main.

Figure 8 illustrates recommended steam trap piping arrangements. The following should be considered wherever steam traps are installed.

- Traps should be grouped in an orderly arrangement for ease of maintenance and servicing.
- Pipe, valves and fittings used with the steam trap should never be smaller than NPS 3/4.
- Drip legs and traps should be installed below the piping or device.
- Traps should be provided where there are low points in steam mains. Condensate, which collects during start-up can then be discharged from the mains.
- For installations in freezing conditions where condensate is not collected, thermostatic traps should be selected. They should be installed vertically to allow continuous drainage by gravity. Otherwise, a trap that is fitted with an automatic draining device by the manufacturer should be used.
- When freezing conditions exist, long horizontal discharge lines should be avoided since ice can form in the line downstream of the trap. Discharge lines should be kept short, and in the event that the condensate is not collected, they should be sloped downward to allow self drainage. Even if condensate is being collected, condensate lines should be kept as short as practical.

The capability of a steam trap to discharge the condensate, which is produced during cold start up and normal operation, is important. When steam is turned on and the equipment is cold, the rate at which condensate is produced is much greater than when the equipment is functioning at operating temperature.

Steam trap sizing is based on the quantity of condensate produced during steady state operating conditions, with the application of a safety factor to allow for the start up condensate load. Depending on the application, the safety factor will be between 2 and 10. For example, a trap with a capacity of 200 kg/h is not adequate for a 200 kg/h capacity coil at 793 kPa differential pressure. Under start up conditions the condensate formed could be more than 200 kg/h or the pressure differential could drop. In either case, the coil would flood with condensate and decrease the heat transfer rate. A great deal of documentation on steam trap sizing has been prepared by various steam trap manufacturers. The sizing formulae for the specific application should be discussed with suppliers or manufacturers.



Strainers

Strainers are used to remove dirt and scale which may have been picked up by the steam as it is transported through the system. These devices are normally installed to protect other system components such as control valves, traps, and steam using equipment. In condensate return systems, strainers are used to protect control devices and pumps.

Condensate Receivers and Flash Tanks

Condensate receivers are tanks or similar devices used as a central collection point for condensate which is generated from steam mains or steam using equipment. The condensate is normally pumped from the receiver to its final destination. Condensate receivers are normally vented to atmosphere. *Even though steam can normally be seen escaping from the vent, valves should never be added into a condensate receiver vent.* The resulting pressure generated in the receiver could exceed the design rating of the unit or other devices in the condensate system.

Flash tanks are a specific type of condensate receiver where the condensate is allowed to *flash*. Details on flash steam are located in the section labeled "Flash Steam".

Insulation

Insulation is an extremely important accessory in any steam or condensate system. It is installed externally on pipes to minimize heat loss to the surroundings. An additional benefit is the protection of personnel from hot pipes. Bare or improperly insulated steam pipes are a constant source of wasted energy, and reduce the steam pressure at the terminal equipment. Insulating steam piping can reduce the energy loss by as much as 90 per cent.

Additional information on insulation may be found in Process Insulation, Module 1.

Metering and Monitoring

Metering and monitoring of steam and condensate flows is critical in determining the efficiency of boiler plants, steam and condensate systems, a single piece of equipment or the complete process which uses steam.

Under normal circumstances it is easier and more accurate to measure liquid flow (i.e. condensate) than steam. This should be considered when selecting the location of metering points.

There are several flow metering devices which can be used for measuring steam and condensate. These include orifice plates, flow nozzles, flow tubes, and displacement meters. Refer to Measuring, Metering and Monitoring, Module 15, for flow metering devices.

Energy Loss Areas

The ultimate goal of a steam system is to provide heat for buildings and processes. However, a percentage is wasted through system losses. The most significant of these is steam trap loss. Other losses include piping heat loss, leaks and flash losses, condensate loss to drain and overall system losses.

Steam Trap Losses

Steam trap losses are difficult to detect. These losses are normally from trap failure (leaking), incorrect trap selection or sizing, and incorrect trap location. Trap failures can average 25 per cent per year in a steam distribution system and steam leakage through a defective trap can vary from 5 to 50 per cent of the rated trap capacity.

Steam trap misapplication is a common source of energy loss. Oversizing is probably the most common fault. Steam traps are often selected for heavy condensate loads and then placed in service where the condensate load is very light. This keeps steam adjacent to a loosely fitting internal trap valve, resulting in live steam loss.

The material from which a steam trap is constructed has a dramatic effect on steam loss. Flashing condensate is erosive and in most cases corrosive. Trap construction must be carefully considered since condensate can bypass the steam trap valve by eroding the threaded portion of the carbon steel cap. This erosion will eventually lead to trap failure and wasted energy. Eroded traps should be replaced as soon as they are identified.

Table 5 illustrates steam loss through various sized orifices at different steam pressures discharging to atmosphere.

The annual energy wasted by a leaking trap can be calculated by the following equation.

$$Q = f_s \times h_{fg} \times h$$

Where, Q = Energy loss (kJ/yr)

f_s = Steam leak flow rate (kg/h) (Table 5)

h_{fg} = Latent heat of steam at system pressure (kJ/kg) (Table 1)

h = Operation hours (h/yr)

The cost of the energy loss can also be calculated.

$$\text{Cost} = f_s \times h \times C_s$$

Where, Cost = Total cost of energy (\$/yr)

C_s = Unit cost of steam (\$/kg)

The following calculation example shows the approximate energy wasted by one leaky trap.

Cost of steam (Cs)	\$22/1000 kg
Trap orifice size	3.2 mm
Steam pressure	690 kPa(gauge)
Latent heat of steam at 690 kPa(gauge) (h_{fg})	2047.9 kJ/kg (Table 1)
Hours of operation	8760 hours per year

From Table 5 the estimated steam loss from the leaky trap is 24 kg/h. The total energy loss can be calculated.

$$\begin{aligned} Q &= f_s \times h_{fg} \times h \\ &= 24 \text{ kg/h} \times 2047.9 \text{ kJ/kg} \times 8760 \text{ h/yr} \\ &= 430.6 \times 10^6 \text{ kJ/yr} \end{aligned}$$

The dollar value or cost of the lost energy can also be calculated.

$$\begin{aligned} \text{Cost} &= 24 \text{ kg/h} \times 8760 \text{ h/yr} \times \$0.022/\text{kg} \\ &= \$4,625/\text{yr} \end{aligned}$$

This illustrates that the energy loss through one leaking trap is significant. Several faulty traps can represent a substantial energy loss within a steam distribution system.

Uninsulated Pipe & Fitting Losses

Uninsulated pipes, tanks, vessels, fittings, flanges or other system components are also major sources of heat loss.

The greater the temperature difference between the pipe and the surroundings the greater the heat loss. As the thickness of insulation is increased, the heat loss decreases. However, there is a point when adding more insulation is no longer economical. Additional information on recommended insulation thickness can be found in Process Insulation, Module 1.

Heat loss from uninsulated piping can be established by the use of Table 6, and Worksheet 8-2. Table 6 illustrates the amount of energy that is lost from uninsulated steel pipe at an ambient air temperature of 21.1°C. If the ambient temperature differs from this figure, the heat loss will also vary, however, this table can be used for most indoor applications.

Energy loss is not restricted to the piping system. Process equipment and terminal heating units can also represent major sources of energy loss. At a normal process steam pressure of 200 kPa (gauge), every 30 m² of uninsulated steam heated surface can result in a loss of 1 kg of steam per hour.

Some areas that are easily overlooked when considering insulation are valves, flanges and fittings. A rule of thumb is that every uncovered pair of flanges represents the equivalent of 610 mm of uninsulated piping. For valves and fittings, equivalent lengths will have to be obtained from the specific manufacturer of the item in question.

As an example, consider an NPS 6 steam distribution system which contains 10 pairs of uninsulated flanges. The equivalent length of bare NPS 6 pipe is calculated.

$$\begin{aligned} \text{Equivalent Length} &= 10 \text{ pairs of flanges} \times 610 \text{ mm per pair} \\ &= 6100 \text{ mm equivalent} \\ &\text{or } 6.1 \text{ metres equivalent} \end{aligned}$$

For this example consider the pipe surface temperature was measured at 121°C and the system was in operation 8760 hours per year. Table 6 can be used to establish the bare pipe heat loss in Watt-hours per meter (Wh/m) of length for every hour of operation.

From Table 6 the bare pipe heat loss per metre per hour is approximately 600 Wh/(m·h)

Annual heat loss = Heat loss/metre/hour x Length x Hours of operation per year.

$$= 600 \times 6.1 \times 8760$$

$$= 32\,061\,600 \text{ Wh/yr}$$

If the cost of steam is \$22/1000 kg, the value of the annual heat loss can be calculated.

From Table 1, the enthalpy of steam at 121°C is 2707 kJ/kg. This is equivalent to 752 Wh/kg.

$$\text{Annual heat loss cost} = \frac{32\,061\,600}{752} \times \$0.022$$

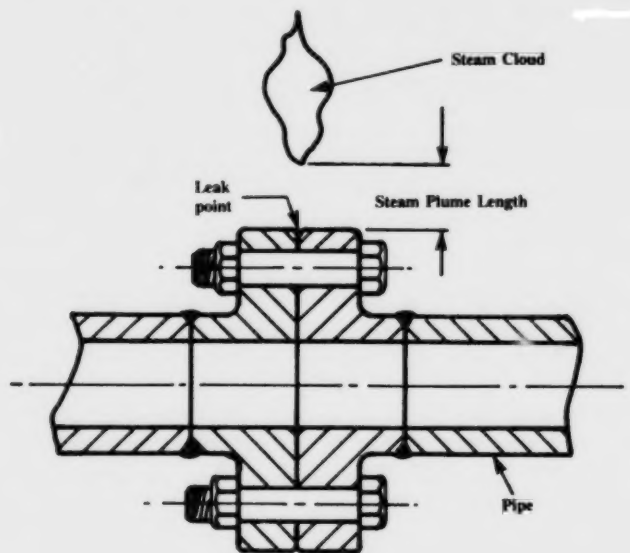
$$= \$938 \text{ per year}$$

This is a significant energy loss for only 10 pairs of uninsulated NPS 6 flanges.

Leaks

Steam leaks in distribution systems found at points such as pipe joints, valves and fittings, represent dollars lost through wasted energy. Table 7 can be used to approximate the hourly steam loss from steam leaks. The loss can be determined by measuring the length of the steam plume, which is the approximate distance from the leak opening to a point at which water condenses out of the steam (Figure 9). Using Table 7, and starting with the plume length, move vertically up the graph. The hourly steam loss can be read from the vertical axis of the graph.

As an example, for a plume length of 600 mm, Table 7 identifies a loss of steam as 7.5 kg/h. With this information, and knowing the cost of steam, the hourly or annual cost of the lost energy may be calculated.



Steam Plume Length
Figure 9

Flash Steam

Condensate is generated, at the saturation temperature of the steam. As the condensate is discharged into a lower pressure area, its temperature drops to the saturation temperature at the lower pressure. The heat released by the drop in temperature evaporates a percentage of the condensate producing *flash steam*. The condensate and flash steam are separated before the condensate is pumped to the boiler or to waste. This is normally accomplished in a *flash tank*. The flash steam may be vented to atmosphere or may be recovered for use in low pressure steam applications.

Flash steam can occur at discharges from traps, at boiler water blowdown discharge, or within the piping. In a high pressure system this steam could be recovered for uses such as space heating and low temperature process heating.

The percentage of condensate that will flash to steam can be calculated from the following equation.

$$\% \text{ Flash Steam} = \frac{(h_{f1} - h_{f2})}{h_{fg2}} \times 100$$

Where, h_{f1} = Enthalpy of condensate at the higher pressure before discharge (kJ/kg)

h_{f2} = Enthalpy of the condensate at the lower pressure where discharge takes place (kJ/kg)

h_{fg2} = Latent heat of evaporation of flash steam at the lower pressure (kJ/kg)

The total flash steam available is given by the following equation.

$$f_{fs} = f_c \times \% \text{ Flash steam}$$

Where, f_{fs} = Flash steam flow rate (kg/h)

f_c = Condensate flow rate (kg/h) (actual measured quantity)

The energy in flash steam can also be calculated.

$$Q_f = f_{fs} \times (h_{f1} - h_{f2})$$

Where, Q_f = Energy in flash steam (kJ/h)

Condensate Loss To Drain

Except where there is a possibility of the condensate being contaminated, it should all be returned to the steam generation point for use as boiler water make-up. This is done for the following reasons.

- The condensate contains heat energy. For example, if the temperature of the condensate is 90°C it will contain 376.94 kJ/kg of heat energy. If this is reused as boiler feedwater rather than city water at 10°C which has a heat energy content of 41.99 kJ/kg, then an additional 334.95 kJ of heat energy per kg of city water will be required to raise the temperature of the water to the return condensate temperature of 90°C.
- The condensate contains water treatment chemicals which will be returned to the boiler, thereby reducing boiler water treatment cost.

It must be noted that situations may occur where condensate is not recovered from indirect heated equipment. In instances such as the heating of vegetable oil or glucose in heat exchangers, a failure in the heat exchanger could allow the heated material to mix with the condensate. If this condensate was then returned to be used as boiler feedwater, the product mixed with the condensate would foul the internal heat transfer surfaces of the boiler. This would reduce the boiler efficiency, or in extreme cases, cause the boiler to explode. Thus, each situation must be individually considered. If condensate is not reused, other uses for the heat energy in the condensate should be considered.

System Losses

In any steam distribution and condensate return system one paramount question that must be asked is, *"Is the layout of the system as good as it should be?"*

Often system modifications, equipment removals or installations, reduced steam use or other similar factors have been implemented as required without any consideration being given to the system as a whole. The following points should be reviewed from a system standpoint to ensure that the system is operating efficiently.

- Is there unused steam or condensate piping in the system which has not been disconnected or at least isolated? If the end use equipment was removed, the piping should also be removed since it is a source of heat loss.
- Is the piping as short as possible between the point of generation and the point of use? In many cases pipes have been run around the perimeter of a facility to reach a piece of equipment instead of feeding directly to the equipment. Additional piping means additional surface areas and thus additional heat loss.
- Are pipelines oversized? The surface area of NPS 6 pipe is approximately 50 per cent greater than the surface area of NPS 4 pipe and the heat loss is greater for the same steam temperature. In many facilities there may be a possibility to reduce pipe sizing because of reduced steam utilization.
- Are steam traps oversized? In many facilities where steam reduction programs are in effect, steam utilization and therefore condensate quantities have reduced, however steam traps have not been downsized to match the reduced flows.
- Have steam utilization characteristics changed? In many instances steam mains servicing building heating equipment are not shut off when the heating equipment is not required.
- If meters are installed, are they being read and recorded on a daily or weekly basis? Is this data being reviewed? This data can often identify developing problems.
- Is condensate being recovered?

Boiler Plant Pressure

The boiler plant steam generating pressure should be held to the minimum value that is practical to accomplish the required task. Generally, when the boiler plant is located close to the loads, the generation pressure need only be high enough to provide the end use requirements and overcome minor friction and control valve losses. If the steam generator is located remotely from the loads, an assessment should be made of the economic advantage in distributing the steam at higher pressures in order to reduce pipe sizes. However, it should be realized that, at higher pressures, there could be increases in investment costs for the steam generation and terminal equipment, as well as greater heat loss from the distribution piping.

Techniques For Identifying Steam Trap Losses

Many system losses can be detected by a visual inspection. Missing insulation from a steam pipe or item of process equipment is a good example. Other equally recognizable indicators include visible flash steam plumes issuing from vent pipes of condensate receivers or other parts of the distribution system.

Probably the most overlooked system losses are faulty steam traps. Simple tests can be carried out to identify a faulty trap.

- The visual test method requires a shut-off valve to isolate the trap from the main condensate return line, as well as a test valve located between the shut-off valve and the trap (Figure 8). With the shut-off valve closed and the test valve open the condensate can be examined as it discharges. Inverted bucket, and float and thermostatic traps should discharge condensate continuously while thermodynamic traps can, depending on the load, be either continuous or intermittent. If steam blows out continuously in a "blue stream", the trap is leaking. If steam "floats" out intermittently in a whitish cloud, it is normal flash steam.

Unfortunately, the steam is not visible if the trap discharges to a condensate collection system. In this case the following methods are available to evaluate the possibility of trap leakage.

- Using a listening device or steel rod held to the ear, listen to the trap discharge line. This method requires experience, and it may not work well in areas with high background noise. A stethoscope is a typical listening device.
- Wet test the trap by squirting a few drops of water on it. The water should immediately start to vaporize. If it does not, a cold trap is indicated. This means that it may be failing to discharge condensate.

- Conduct sound tests using an ultrasonic detector. When flow passes through a trap, an inaudible ultrasonic vibration is generated and the detector magnifies this frequency to an audible level. A bucket trap should be relatively quiet, and cycle on and off at regular intervals depending upon condensate load and steam pressure. A ringing sound made by the bucket hitting the trap wall indicates that the trap is blowing steam. Disk traps are checked by touching the detector directly to the top of the trap. A good trap cycles every 6 to 10 seconds. If the frequency is greater than this steam is being lost, and the trap should be replaced.
- Conduct temperature tests using a pyrometer, which is a highly sensitive and accurate instrument for measuring temperature. It is used to measure the surface temperature of the trap inlet and discharge lines. If the discharge temperature is as high as the inlet temperature, the trap may be passing steam. Intermittent discharges can be detected by a rise and fall of the discharge line temperature. A hot disk trap that does not cycle at all may have failed in the open position. Bellows traps are checked at the outlet piping where the temperature cycles with variation in the condensate load. If there is no discernible variation in flow, the trap could be passing steam.
- Install sight glasses in the trap discharge pipe and visually monitor the trap discharge. *Caution must be taken since the glass may erode with time, presenting a risk of explosion.*

Pressure Reduction Effects

Steam is normally generated at the pressure required for the highest pressure steam using equipment in the system. Pressure reducing valves or other devices must be used to reduce the steam pressure for other medium to low pressure applications.

The pressure reduction in a pressure reducing valve takes place without loss of heat. Thus, for saturated steam, a reduction in pressure will result in superheated steam leaving the pressure reducing valve. This can be demonstrated by considering the following example.

A steam system is designed to distribute saturated steam at 300 kPa(absolute). A piece of equipment is installed which requires saturated steam at 150 kPa(absolute). The reduction in pressure is accomplished by using a pressure reducing valve.

Since there is no loss of heat, the heat content of the steam at 300 and 150 kPa(absolute) is the same. For saturated conditions the following values are obtained from Table 1.

h_g at 300 kPa(absolute) 2724.7 kJ/kg

h_g at 150 kPa(absolute) 2693.4 kJ/kg

Since there is no change in the total heat content of the steam, the difference in enthalpy is the amount of superheat in the reduced pressure steam caused by the pressure reduction. The difference in enthalpy which is $2724.7 - 2693.4$ or 31.3 kJ/kg is the amount of superheat in the reduced pressure steam.

Most medium to low pressure systems contain significant amounts of condensate in the steam. This condensate will absorb the superheat energy and return the steam to the saturated condition within a short distance downstream of the pressure reducing station.

As stated, heat transfer properties of superheated steam are not as good as that of saturated steam, and heating with superheated steam should be avoided if possible. In some cases, however, superheated steam is used to deliver dry saturated steam for applications such as live steam sterilizers or turbines.

Vapor Phase Compression

On some large, low pressure systems there may be a small local requirement for higher pressure steam. For these systems, the installation of a local high pressure steam boiler is usually the most economical way to avoid generating the entire steam supply at the higher pressure. However, it is also possible to compress low pressure steam. Vapor phase compression consists of physically compressing the steam in a motor driven compressor to achieve the higher pressure. By compressing the steam the enthalpy is increased and superheated steam is produced at the higher pressure. The energy imparted to the steam from the compressor may be recovered by desuperheating the steam with the controlled injection of treated water.

The advanced engineering principles and sophisticated equipment required for vapor compression are not covered by this module.

Steam System Utilization

The effective utilization of steam is dependent upon the temperature at which the condensate leaves the terminal equipment, i.e., the efficiency with which the terminal equipment extracts energy from the steam. A closed system, one in which the terminal equipment returns the condensate through a steam trap, may use only the latent heat of vaporization, or the latent heat and some of the sensible heat from the hot condensate. The more sensible heat that is removed, the greater the utilization of the energy delivered by the steam system. Steam is also used in direct injection processes where nearly all the sensible heat is utilized, but the consumed condensate must be made up with cold water at the boiler.

Consider a process heat exchanger which is heated with 600 kg/h of saturated steam at 1600 kPa(absolute). The measured temperature of the condensate from the exchanger to the steam trap is 190°C. The energy used by the heat exchanger is determined by the following procedure.

Obtaining enthalpy values from Table 1 for steam at 1600 kPa(absolute) and condensate at 190°C, the following calculations are performed.

The energy supplied to the heat exchanger is calculated.

$$\begin{aligned}\text{Energy supplied } (Q_T) &= \dot{m}_s \times h_g \\ &= 600 \times 2791.7 \\ &= 1.675 \times 10^6 \text{ kJ/h}\end{aligned}$$

The energy leaving the heat exchanger in the condensate is calculated.

$$\begin{aligned}\text{Energy leaving} &= \dot{m}_c \times h_f \\ &= 600 \times 807.52 \\ &= 0.485 \times 10^6 \text{ kJ/h}\end{aligned}$$

The energy used by the heat exchanger can now be calculated.

$$\begin{aligned}\text{Energy utilized } (Q_u) &= \text{Energy supplied} - \text{Energy leaving} \\ &= (1.675 \times 10^6) - (0.485 \times 10^6) \\ &= 1.19 \times 10^6 \text{ kJ/h}\end{aligned}$$

This can be converted to per cent energy utilization as follows.

$$\begin{aligned}\text{Per cent energy utilization} &= \frac{Q_u}{Q_T} \times 100 \\ &= \frac{1.19 \times 10^6}{1.675 \times 10^6} \times 100 \\ &= 71.04 \%\end{aligned}$$

Flash Steam Utilization

The previous example demonstrated that 71.04 per cent of the energy supplied by the steam system was used by the heat exchanger. There is potential for the steam system to enhance its energy utilization through creative use of the flash steam.

The latent heat content of flash steam could be used for space heating, preheating of water, oil or other liquids, or for low pressure process heating. The flash steam recovered may be used directly, or as a supplement in a low pressure system.

The previously determined heat exchanger energy use was 1.19×10^6 kJ/h. Consider piping the trap to a flash tank maintained at 169 kPa(absolute) for reclaim of the flash steam. The flash steam is used to supplement the steam supply to air heating coils using saturated steam at 169 kPa(absolute). These units deliver condensate at 82°C to the steam trap.

Per cent flash steam from condensate at 190°C [1255 kPa(absolute)] discharged to 169 kPa(absolute) is calculated from the following equation.

$$\text{Per cent flash steam} = \frac{(h_{f1} - h_{f2})}{h_{fg2}} \times 100$$

The following values are obtained from Table 1.

Enthalpy of condensate (h_{f1}) at 190°C [1255 kPa(absolute)] 807.52 kJ/kg

Enthalpy of condensate (h_{f2}) at 169 kPa(absolute) 482.5 kJ/kg

Latent heat of evaporation in steam (h_{fg2}) at 169 kPa(absolute) 2216.2 kJ/kg

$$\text{Per cent flash} = \frac{807.52 - 482.5}{2216.2} \times 100$$

$$= 14.7\%$$

$$\text{Flash steam quantity } (f_s) = 600 \text{ kg/h} \times \frac{14.7}{100}$$

$$= 88.2 \text{ kg/h at 169 kPa(absolute)}$$

Energy from the flash steam available (Q_a) for use in the air heating coils can now be calculated.

Enthalpy of saturated steam (h_g) at 169 kPa(absolute) 2698.7 kJ/kg (Table 1)

Enthalpy of condensate (h_f) at 82°C 343.31 kJ/kg (Table 1)

$$Q_a = f_s \times (h_g - h_f)$$

$$Q_a = 88.2 \times (2698.7 - 343.31)$$

$$= 0.21 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

Total energy supplied (Q_t) 1.675×10^6 kJ/h (Previously calculated)

Energy used by heat exchanger 1.19×10^6 kJ/h (Previously calculated)

Energy in flash steam (Q_a) 0.21×10^6 kJ/h (Previously calculated)

The total energy used by the heat exchanger and available in the flash steam can now be calculated.

$$\text{Total energy used} = (1.19 \times 10^6) + (0.21 \times 10^6)$$

$$= 1.4 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

$$\text{Per cent utilization} = \frac{1.4 \times 10^6}{1.675 \times 10^6} \times 100$$

$$= 83.58\%$$

$$\text{Energy in condensate} = \text{Total energy supplied } (Q_t) - \text{Total energy used}$$

$$= (1.675 \times 10^6) - (1.4 \times 10^6)$$

$$= 0.275 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

By integrating the steam supplies operated at two different pressures, steam utilization was increased from 1.19×10^6 kJ/h to 1.4×10^6 kJ/h.

The following summary provides a comparison of the two previous examples showing the differences with and without flash steam recovery.

Item	No Flash Steam Recovered	Flash Steam Recovered
Steam flow rate	600 kg/h	600 kg/h
Steam temperature	201.37 °C	201.37 °C
Steam pressure	1600 kPa(absolute)	1600 kPa(absolute)
Flash tank pressure	No flash tank, i.e. 101.325 kPa (absolute)	169 kPa(absolute)
Flash steam	—	14.7 %
Flash steam recovered	—	88.2 kg/h @ 169 kPa(absolute)
Heat content of flash steam		0.21 x 10 ⁶ kJ/h
Total energy supplied	1.675 x 10 ⁶ kJ/h	1.675 x 10 ⁶ kJ/h
Total energy used	1.19 x 10 ⁶ kJ/h	1.40 x 10 ⁶ kJ/h
Heat energy utilization	71.04 %	83.58 %

Energy Audit Methods

Energy Management Opportunities exist in steam and condensate systems in Industrial, Commercial and Institutional facilities. Many of these opportunities are recognizable during a walk through audit of the facility. This audit is usually more meaningful if a "fresh pair of eyes" generally familiar with energy management is involved. The following typical energy saving opportunities may be noted during a walk through audit.

- Steam traps not properly installed.
- Leaking or malfunctioning steam traps.
- Condition, thickness and type of pipe insulation on steam and condensate lines, condensate receivers and other equipment.
- Leaks in the piping, and around flanges and valves.
- Condensate discharged to sewer.
- Steam pressure or temperature higher than actually required.
- Piping runs which could be shortened by relocating equipment.
- Steam used where hot process fluids could be substituted as a heat source.
- Flash steam plumes visible from condensate collection tank vents.
- Control system setpoints not adjusted for the optimum conditions.
- Meters not operational or obviously out of calibration.
- Unused piping system not shut off and equipment operating when not required.

Alert management, operating staff and good maintenance procedures can reduce energy waste, improve energy use efficiency, and save money. Checklist 8-1 is provided to organize steam trap data collection during the walk through audit.

Not all items noted during the walk through audit are as easy to analyze as those described. For example, it may be noted that a steam or condensate line is uninsulated and losing heat to the surrounding areas. While the immediate reaction may be that the line should be insulated to reduce the loss, the following questions should be considered before any action is taken.

- How much insulation?
- What type of insulation?
- Will the energy and associated cost savings pay for the insulation?

A diagnostic audit is required to mathematically determine how much heat is being lost and how much this loss can be reduced by the installation of insulation. The reduction in energy loss establishes the dollar savings. With this, plus the estimated cost to supply and install the insulation, simple payback calculations can establish the financial viability of the opportunity.

The implementation of Energy Management Opportunities can be divided into three categories.

- *Housekeeping* refers to an energy management action that is *repeated on a regular basis and never less than once a year.*
- *Low Cost* refers to an energy management action that is *done once and for which the cost is not considered great.*
- *Retrofit* refers to an energy management action that is *done once and for which the cost is significant.*

It must be noted that the dollar division between low cost and retrofit is normally a function of the size, type and financial policy of the organization.

Summary

Alert design, operations and maintenance personnel, with an awareness of energy management, can reduce steam and condensate system energy losses and save dollars.

Steam leaks from traps and other piping components account for the largest energy losses within a system. Substandard pipe insulation and flash steam losses also represent significant energy waste. It is important that good methods be developed to identify and quantify system losses to ensure that proper corrective measures are carried out. For example, a properly executed steam trap maintenance program will reduce energy consumption and provide a quick financial return on the capital investment.

Energy recovery cannot be overstressed. Where possible, effort must be made to recover and utilize flash steam, return all condensate to the point of steam generation, and recover heat energy from waste streams.

The subject of energy management must be approached with an open mind. The opportunities listed in the Energy Management Opportunities section of this module may suggest similar or additional items specific to a facility. An added awareness on the part of the staff managing, operating or maintaining a facility may see things, which, with some imagination and/or expert assistance, can reduce both energy and operating costs.

Steam Velocity Calculation

Worksheet 8-1

Company: XYZ CO. LTD.

Date: FEB. 20, 1985

Location: ANYTOWN

By: MBE

Steam pipe internal diameter

0.1541 m

Steam flow (f_s)

13 608 kg/h

Specific volume of steam (v_g)

0.25888 m³/kg

Cross sectional area of pipe (A)

$$= \frac{3.142 \times (\text{internal dia})^2}{4}$$

$$= \frac{3.142 \times (0.1541)^2}{4}$$

$$= 0.0187 \text{ m}^2$$

Velocity (V)

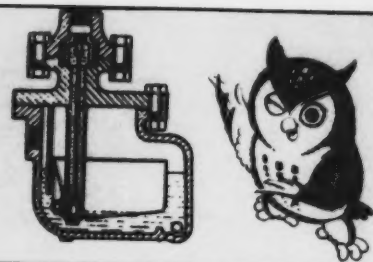
$$= \frac{f_s \times v_g}{A \times 3600}$$

$$= \frac{13\,608 \times 0.25888}{0.0187 \times 3600}$$

$$= 52.33 \text{ m/s}$$

For steam mains, velocity should fall between 40 m/s and 60 m/s. If velocity exceeds 75 m/s flow should be reduced or pipe should be increased in size.

EQUIPMENT SYSTEMS



Steam is transferred from the point of generation to the point of use through a system consisting of pipes, valves and fittings. Similarly, condensate is collected throughout the system and returned to the boiler plant. Prior to discussing typical steam and condensate systems, the individual components most commonly encountered will be addressed.

Pipe and Fittings

A steam and condensate system is comprised of pipes and a variety of fittings as necessary.

Pipe

Steam and condensate pipes are normally made from carbon steel and are stocked from NPS 1/8 to NPS 36. Straight lengths of pipe are available from 3 m to 12 m and are joined by using fittings or by welding one to the other to form the piping system.

Pipe fittings can be flanged, welded or screwed. They are also identified by the NPS and schedule numbers and the material used is the same as pipe.

Drip Leg

A drip leg (Figure 6), fabricated from pipe and fittings, is used to collect condensate. Drip legs are normally provided at all low points in a steam system and wherever condensate can collect such as at the end of mains and at the bottoms of risers. Figure 6 also provides a list of pipe sizes and recommended drip leg sizes.

The drip leg should have adequate storage capacity to store some condensate to provide a hydraulic head at the trap.

Strainers

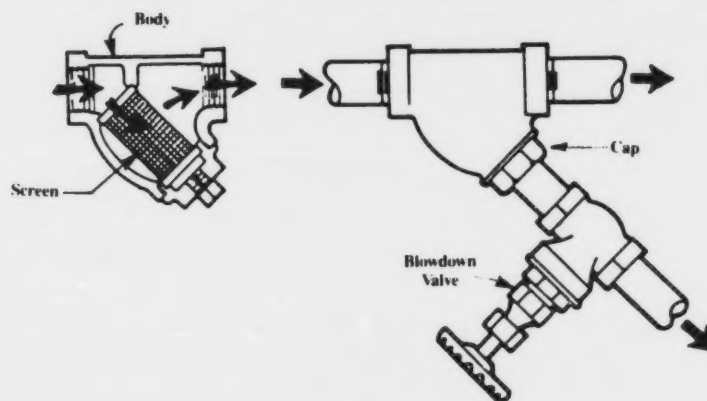
Strainers are devices which remove dirt, rust, scale and other impurities carried in steam and condensate lines. They are used to protect the equipment and prevent contamination of the steam. The basic strainer element is a screen, usually made of woven wire or perforated metal. The normally removable screen is contained in a housing or body which permits the incoming fluid to pass through it.

Some steam traps are susceptible to sticking or clogging. To overcome this problem, strainers containing a fine wire woven screen are used upstream of the trap. These strainers capture all but the finest of dirt particles.

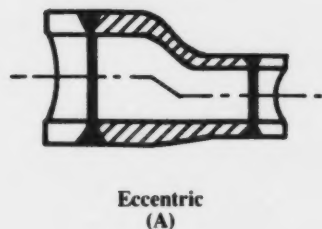
Perforated screens are commonly made of corrosion resistant brass, monel or stainless steel. The latter two are more expensive than brass. For any steam service, perforation sizes in screens range from 0.50 mm to 0.84 mm, with 0.25 mm openings common to dutch weave screens.

There are three types of strainers commonly used on steam and condensate systems.

- The Y-type is the most commonly used strainer (Figure 10). A valve is sometimes attached to the strainer cap to make cleaning easier. Dirt and scale are blown out when the valve is opened. This reduces the frequency of screen removal for cleaning.
- The T-type strainer is normally used in piping systems over NPS 12 where the physical size and space required for the Y-type makes them unwieldy.
- The Duplex strainer is used where excessive amounts of dirt and scale are encountered. Usually, it consists of two strainer baskets mounted side by side with flow directed to one or the other. In this configuration, one strainer may be removed for cleaning while the other unit is in use.



Y-Type Strainer
Figure 10



**Eccentric
(A)**



**Concentric
(B)**

Reducers
Figure 11

Reducers

Reducers are used to join a large pipe to a smaller one. Eccentric reducers (Figure 11A) in steam piping should be installed level with the bottom of the main as this will minimize water pocketing. Concentric reducers (Figure 11B) are normally used for pipe size reduction in vertical pipe runs, where water accumulation is not a factor.

Elbows

Standard 90 or 45° elbows are used to change the direction of the lines. Elbows are classified as either long radius (LR) or short radius (SR). The radius of the LR elbow is 1.5 times the Nominal Pipe Size and the SR elbow radius is equal to the Nominal Pipe Size. In some cases a 90° reducing elbow can be used. The radius will be the NPS of the larger pipe.

Tees

Tees are used to make branch connections from the main and are classified as straight, reducing or bullhead. For straight tees, the branch size is the same as the main. Reducing tees have branches which are smaller than the main. Bullhead tees have branches larger than the main.

Flanges

Flanges are one method used to join equipment, valves and piping. They provide easy removal of valves and equipment for servicing. Flanges can be welded or screwed to the pipe. A gasket is positioned between the mating flange faces to act as a seal.

Steam Traps

The many different types of steam traps manufactured operate by sensing the difference between steam and condensate using one or more of three basic physical properties. When classified according to these operating principles, each design has advantages and limitations which must be considered when selecting a steam trap for a specific application.

The three basic types of steam traps are as follows.

- Mechanical (Density operated)
- Thermostatic (Temperature operated)
- Disc and Orifice (Kinetic energy operated)

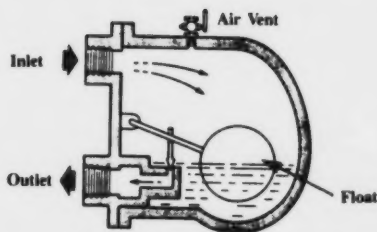
1. *Mechanical traps* are operated by the density difference between steam and condensate. The traps are buoyancy operated and are available in several different types.

The float trap (Figure 12) is operated by the rise and fall of a float that follows the condensate level in the trap. This type can continuously discharge condensate by gravity, and is used mainly on steam separators, blast coils, sterilizers and other similar equipment.

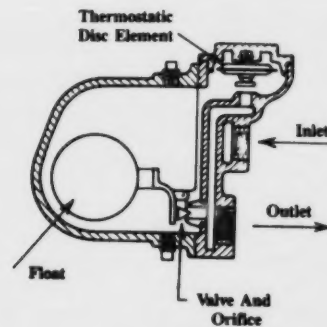
The float and thermostatic trap (Figure 13) is a combination of the ball float and the thermostatic trap, and is generally called the F & T trap. The float element handles the condensate, and the thermostatic bellows element permits the flow of air and gas. The trap can vent large volumes of air and gas, continuously discharge condensate, handle intermittent loads and operate at extremely low pressure differentials. Normally this trap operates from vacuum to pressures up to 1400 kPa(gauge). It is used on temperature regulated steam coils, unit heaters, and heating coils.

The open bucket trap (Figure 14) uses a bucket which is open on the top and is buoyancy operated. The bucket floats when condensate rises in the trap, closing the discharge port. Additional condensate flows into the bucket and causes it to sink, thereby opening the port. Steam pressure then forces the condensate in the bucket out the open port to refloat the bucket and the cycle repeats. Discharge of condensate is intermittent and a definite pressure differential is required between the inlet and outlet. Generally, this trap is used on steam mains, blast coils, unit heaters, laundry equipment, sterilizers and similar equipment. It is not greatly influenced by pulsations or wide fluctuations of pressure. The trap can be used on pressures from vacuum conditions up to 8300 kPa(gauge). The use of this trap is decreasing because of the large physical size, lack of venting capability and maintenance requirements.

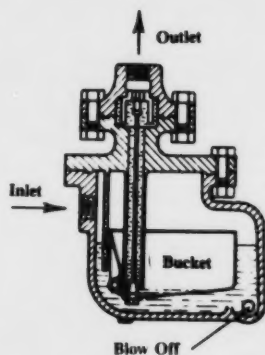
The inverted bucket trap (Figure 7) eliminates the size and venting problems associated with the open bucket trap by using an inverted bucket. The trap continuously vents air and noncondensable gases, while intermittently discharging condensate. It is made for pressures ranging from vacuum to 17 000 kPa(gauge), and is used on steam main drip legs and for most steam heating applications. Although this trap is not freezeproof, some units made of thin-wall stainless steel can withstand freeze/thaw cycles and continue to function.



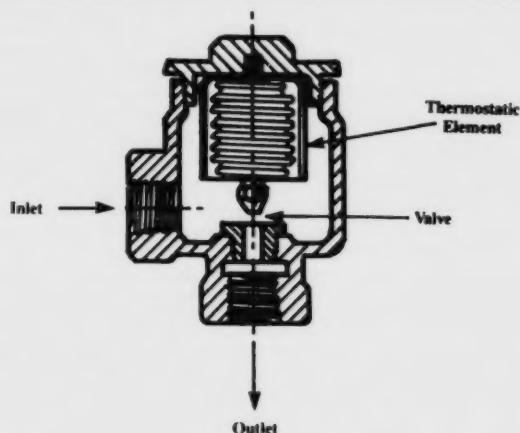
Float Trap
Figure 12



Float And Thermostatic Trap
Figure 13



Open Bucket Trap
Figure 14

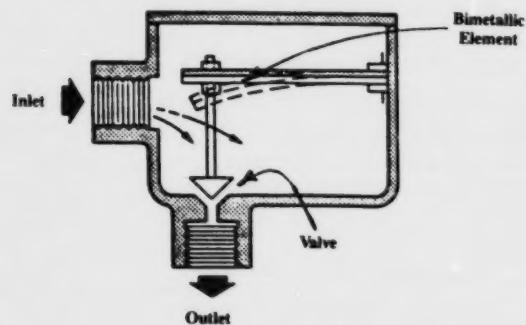


Bellows Thermostatic Trap
Figure 15

.2 *Thermostatic traps* are operated by the temperature difference between steam and condensate. They use a bellows, bimetallic element or liquid filled cartridge to operate a valve that opens in the presence of condensate, and closes in the presence of steam. They are made in pipe connection sizes from NPS 1/2 to NPS 2, for pressures ranging from vacuum conditions to 2070 kPa (gauge).

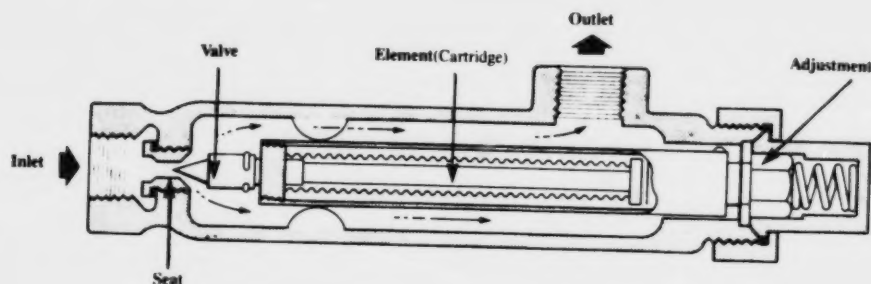
The bellows thermostatic trap (Figure 15) uses a bellows element containing a liquid that has a lower boiling point than water. When steam surrounds the bellows the liquid boils and closes the valve to stop condensate flow. It is a balanced pressure device that can be used at any pressure within the operating range of the trap. This trap is used mainly for low pressure saturated steam service such as radiators and convectors in building heating systems, where steady light loads are found.

The bimetallic thermostatic trap (Figure 16) uses an element made from metals with different expansion coefficients. This element changes shape in response to the steam and condensate temperatures to open or close the valve port. Used mainly in high pressure applications such as steam tracing, jacketed piping and high temperature heat transfer equipment, they respond only to temperature and their operation is not affected by superheated steam or water hammer. However, these disturbances will shorten the trap life.



Bimetallic Thermostatic Trap
Figure 16

The liquid expansion thermostatic trap (Figure 17) contains a cartridge filled with a hydrocarbon oil that expands and contracts in response to temperature. It operates only at temperatures of 100°C or less. Its use is limited to equipment where partial flooding can be tolerated. With an open discharge, this type of trap is freeze proof.

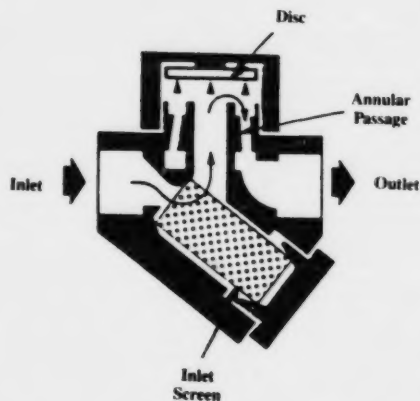


Liquid Expansion Thermostatic Trap
Figure 17

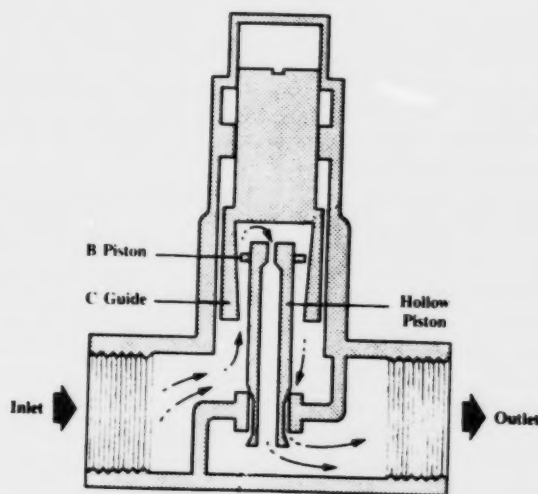
.3 *Kinetic traps* operate on the principle that there is a difference between the flow characteristics of steam and condensate.

The thermodynamic or disc trap (Figure 18) contains only one moving part. Upon start-up, pressure forces the disc up and air and condensate are discharged. As steam enters the trap, the disc is forced down by the increased velocity which decreases the pressure on the underside of the disc. The disc is again lifted when the trap receives a fresh charge of condensate. The trap opens and closes at fixed intervals for a given pressure. A pressure differential is required to operate the trap properly, restricting its use to systems which operate above 70 kPa(gauge), such as steam main drip legs and steam tracing.

The impulse or piston trap (Figure 19) operates like a disc trap, except that a piston is used instead of a disc and a continuous amount of steam or condensate is discharged. Because of the close tolerances of the piston it is more susceptible to clogging or sticking from dirt in the system.



Thermodynamic Or Disc Trap
Figure 18



Impulse Or Piston Trap
Figure 19

The orifice trap (Figure 20) has no moving parts and the flow of steam and condensate is controlled by two phase flow through an orifice. The orifice has a much greater capacity for condensate than for steam because of the density differences of these two materials. Therefore, it continuously passes all condensate, air, noncondensable gases and a small amount of steam. For properly sized orifice traps, steam losses are comparable to those of most cycling type traps. Because of the small orifice, this trap, like an impulse trap, requires an effective strainer upstream of the trap. An orifice trap can operate against any back pressure and is suitable for all system pressures. It is used where there are steady pressure and load conditions, such as on steam main drip legs.

Table 8 provides a typical steam trap selection guide and lists first and second choices for various applications.

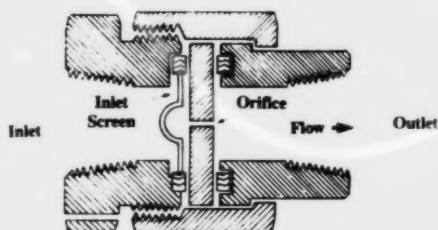
Air Vents

Air vents allow air to pass out of a system but close when steam starts to escape. Two types of air vents are applicable to steam systems.

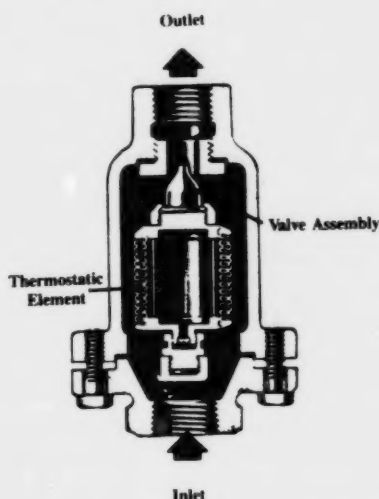
- Thermostatic Air Vents
- Combination Float and Thermostatic Air Vents

A thermostatic air vent (Figure 21) contains a bellows attached to the valve head. The vent is sensitive to temperature changes and opens the discharge valve upon a decrease in temperature which indicates air is present. When the air has been discharged the temperature rises and the vent closes. These units are small in size but have large capacities.

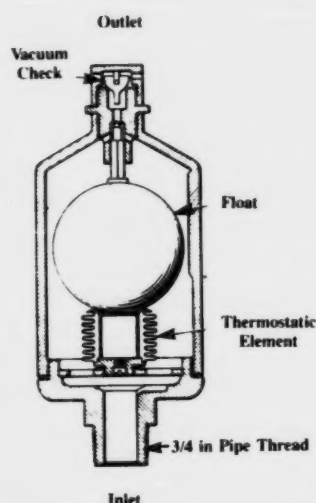
A combination float and thermostatic air vent (Figure 22) contains a thermostatic bellows and a float assembly to remove air or gases. They are used where condensate, steam and gas are present, and will discharge air and gases but not steam or condensate. The unit contains a check valve in the discharge port which permits operation in a vacuum system without loss of vacuum.



Orifice Trap
Figure 20



Thermostatic Air Vent
Figure 21



Combination Float And Thermostatic Air Vent
Figure 22

Valves

The proper selection of valves for steam and condensate systems is important. Gate, globe, check and relief valves are commonly used. Valves perform the following functions.

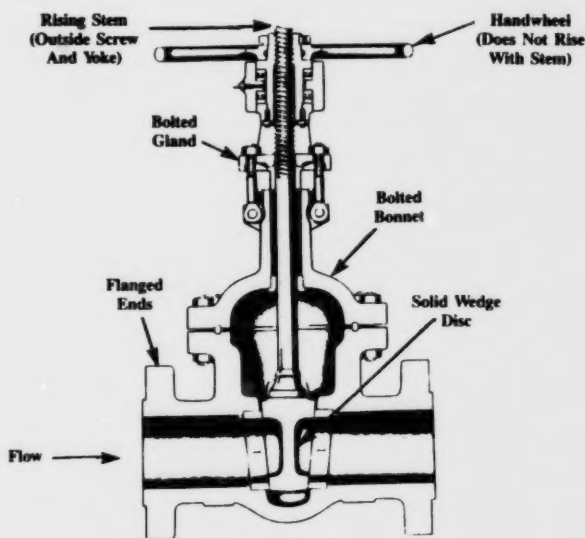
- Flow isolation.
- Flow regulation.
- Backflow prevention.
- Safety.

Some valves are capable of providing two of the stated functions.

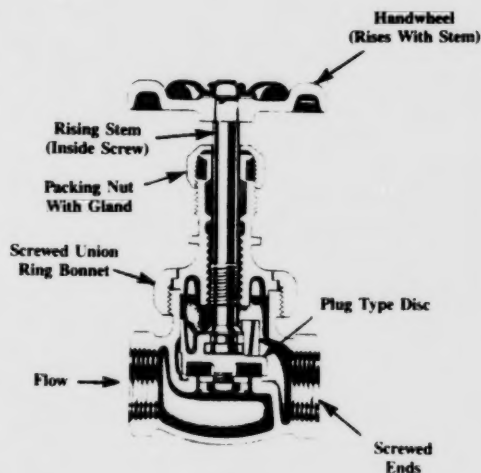
Gate valves (Figure 23) are used for isolation. They are most effective in the fully open or closed position. When the valve is fully open, flow is straight through and there is little obstruction and turbulence. The result is that it has a lower pressure drop than other valves. Gate valves should not be used for throttling flow.

Globe valves (Figure 24) have a high pressure drop when open. They are normally used for throttling and balancing flow, but, can be used in place of a gate valve. The percentage flow is proportional to the percentage opening. The disc and seats are more easily replaced than on gate valves.

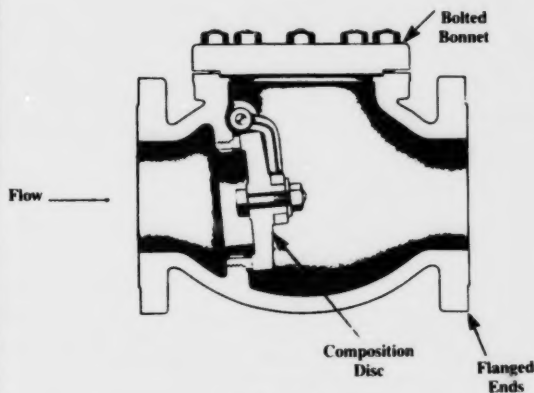
Check valves (Figure 25) are used in piping systems to prevent the reversal of flow. The swing check valve (Figure 25A) is used in a horizontal position or in a vertical line if the flow is upward. The lift check valve (Figure 25B) should only be installed in vertical lines if it is equipped with a closing spring.



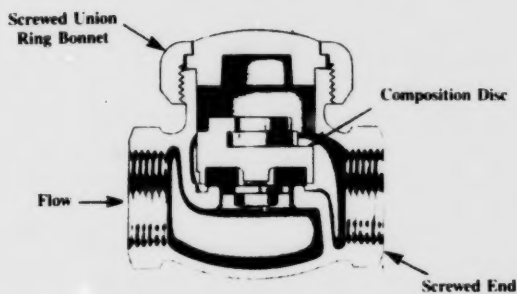
Gate Valve
Figure 23



Globe Valve
Figure 24



Swing Check Valve
A



Lift Check Valve
B

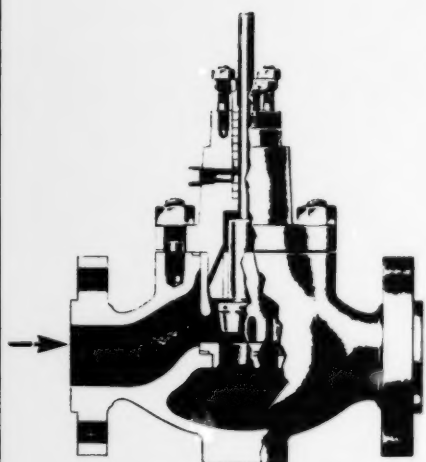
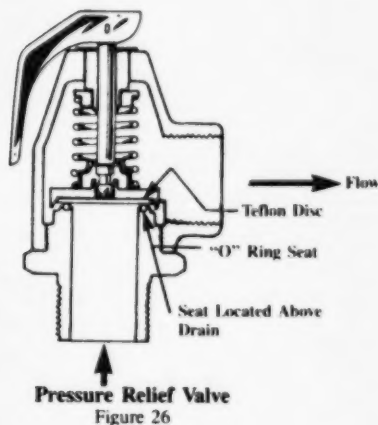
Check Valves
Figure 25

All pressurized steam and condensate systems must have a safety valve to relieve excess pressure which may be inadvertently placed on the system. *Pressure relief valves* (Figure 26) are designed to fully open at a set pressure, and to return to the closed position after a predetermined lower pressure is reached. The design and construction of the valve causes it to pop fully open at the set pressure. Once the pressure is reduced to a selected level below the set pressure, the valve must seat quickly. Failure to seat properly can result in significant steam or condensate leakage.

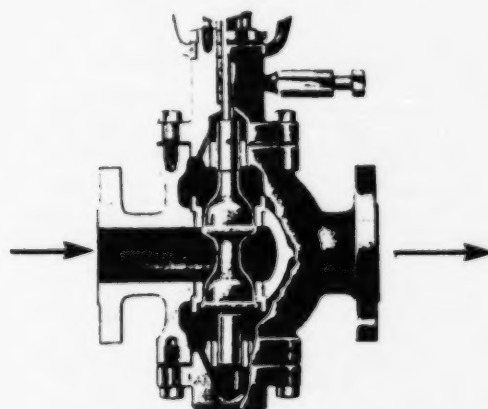
Pressure Reducing Stations

The function of a pressure reducing station is to provide a stable, controlled outlet steam pressure from a higher, often fluctuating, inlet steam pressure. For reduction from high pressure to very low pressure, reducing stations piped in stages may be required. Single seated (Figure 27A) and double seated (Figure 27B) valves are used in these stations. Single seated valves provide tighter shut-off to prevent the buildup of the outlet pressure under no-flow conditions.

Piping arrangements for pressure reducing stations may include a bypass loop complete with a manually operated tight shut-off globe valve for servicing the reducing valve (Figure 28). A strainer is installed upstream of the pressure reducing valve. Isolation valves are also installed to allow removal of the reducing valve. Steam mains must have a pressure relief valve in the reduced pressure line. A drip leg and trap are installed immediately ahead of the pressure reducing station to minimize condensate erosion of the reducing valve seats.

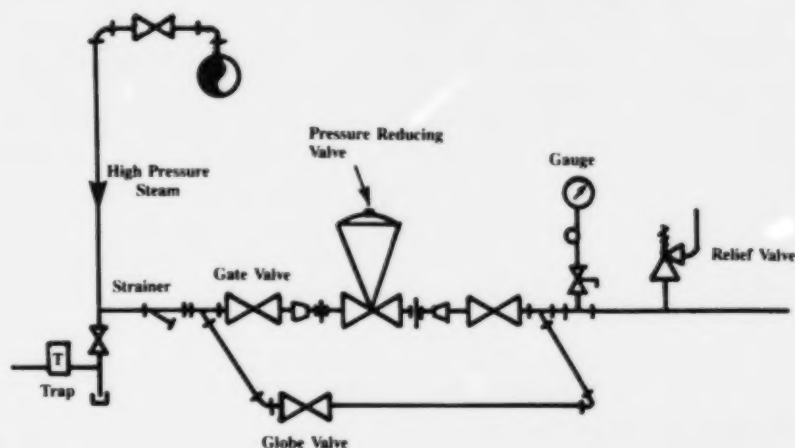


Single Seated Pressure Reducing Valve
A



Double Seated Pressure Reducing Valve
B

Pressure Reducing Valves
Figure 27

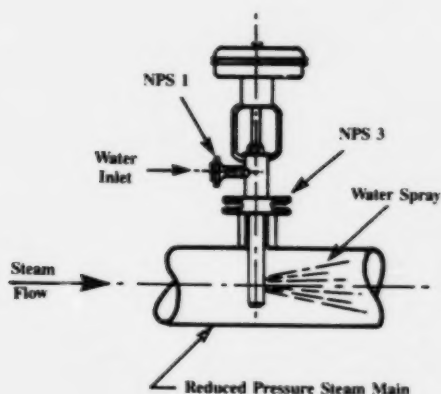


Pressure Reducing Station
Figure 28

Desuperheaters

There are two basic types of equipment used for desuperheating of superheated steam. The spray type unit (Figure 29) removes the superheat by the controlled injection of treated water. The surface type removes superheat through a heat exchanger in which the steam and water do not mix. Desuperheaters are used in many industrial facilities where the steam provided by a boiler is superheated, and saturated steam is required for certain process applications. Rather than use separate boilers, a desuperheater is a more economical method of providing saturated steam.

In many cases desuperheating of reduced pressure steam is required due to process conditions. Valves are available which reduce pressure and desuperheat in a single unit and greatly reduce the space required for the desuperheating function.



Spray Type Desuperheating Valve
Figure 29

Insulation

Insulation of steam and condensate piping systems serves two distinct functions.

- To reduce heat loss from the piping, valves and fittings.
- To provide safety from burn hazards for people and products which may come in contact with the hot piping.

Uninsulated steam mains have high radiant heat losses with a resulting drop in steam temperature. This in turn produces excess amounts of condensate which must be removed from steam systems. If steam mains and branches are not insulated steam must be generated at a higher temperature in the steam generating equipment than is required at the steam using equipment to account for the radiant heat loss from the piping.

Uninsulated steam and condensate systems are a definite safety hazard in the workplace. Even in low pressure steam systems used for building heating which operate in the vicinity of 200 kPa(absolute) the surface temperature of the steam main can approach 120°C. The National Building Code of Canada limits the surface temperature of piping in exposed areas to 70°C.

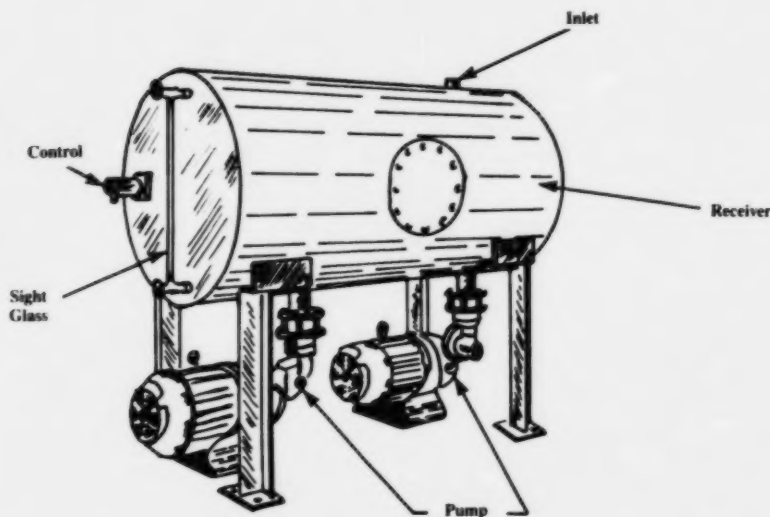
Additional details on insulation may be found in Process Insulation, Module 1.

Condensate Return Units

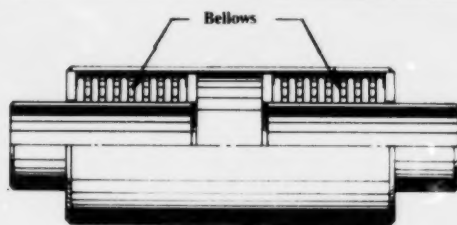
Condensate is hot distilled water which is ideal for use as boiler feedwater. Returning it to the boiler will save fuel, water and the cost of water treatment.

The usual method of collecting the condensate is by piping the various steam traps to a condensate return unit (Figure 30) which consists of a condensate receiver tank, one or two pumps for pumping the condensate, and controls. A float activated switch or similar device in the receiver operates the pump on a rise of liquid in the tank. The pump transfers the hot condensate to the boiler feed tank or flash tank where it is to be reused.

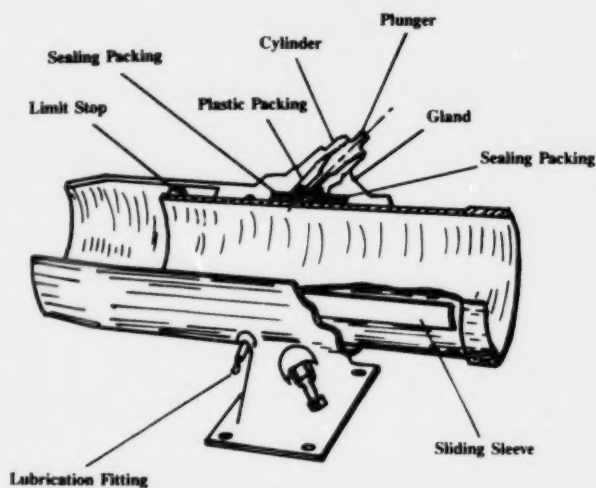
Packaged units such as that shown in Figure 30 can be purchased with receiver capacities from 6 to 220 L and with pump flow rates varying from 0.2 to 44 L/s depending on the overall steam system and condensate generation rates. Care must be taken in the selection of units and pumps to ensure that they are sized to handle the increased condensate loads generated on equipment or system start-up.



Condensate Return Unit
Figure 30



Bellows Type Expansion Compensator
Figure 31



Packed Type Expansion Compensator
Figure 32

Pipe Supports

Pipe supports come in three basic types, flexible, rigid and roller. Flexible pipe supports allow the pipe to move while still maintaining support. Rigid supports, on the other hand, maintain the pipe in a fixed position allowing no movement. Roller supports only support the pipe, allowing it to move along the pipe axis.

Insulation shields should be used when insulated pipe is laid on any piping support to allow a uniform insulation thickness to be maintained.

Expansion Compensators

Expansion compensators or expansion fittings are used in piping systems to allow for linear pipe expansion or contraction caused by temperature changes. The basic types of compensators are the bellows type expansion compensator (Figure 31) where the linear motion is absorbed by a metallic bellows, and the packed type expansion compensator (Figure 32) where the linear motion is absorbed by one section of the compensator moving inside the other section. It must be noted that these units will only accept linear expansion and the piping must be guided on either side of the compensator to ensure only linear movement takes place.

Expansion compensators are used where space limitations preclude the use of expansion loops.

Expansion Loops

Expansion loops are pipe loops designed into a piping system to allow the natural flexibility of steel piping to absorb expansion and contraction. Figure 5 shows typical expansion loops which may be encountered.

Steam and Condensate Flow Metering

The following flow measurement devices are commonly used for the metering of steam and condensate flows.

- Orifice plates, which are widely used because of the simplicity and broad range of application.
- Flow nozzles, which produce less restriction than orifice plates, and provide greater accuracy where the flow rate varies widely.
- Flow tubes and venturi tubes, which are used where the fluid contains some suspended solids.
- Elbow taps, which are easily installed and are less expensive. They are not as accurate as other types of flow elements.
- Displacement meters, which are used to measure condensate flow. They are normally limited to NPS 4 and smaller lines.

Metering of the steam and condensate flows is important in determining the efficiency of boiler plants, steam and condensate systems, and equipment and processes which use steam.

Miscellaneous Equipment

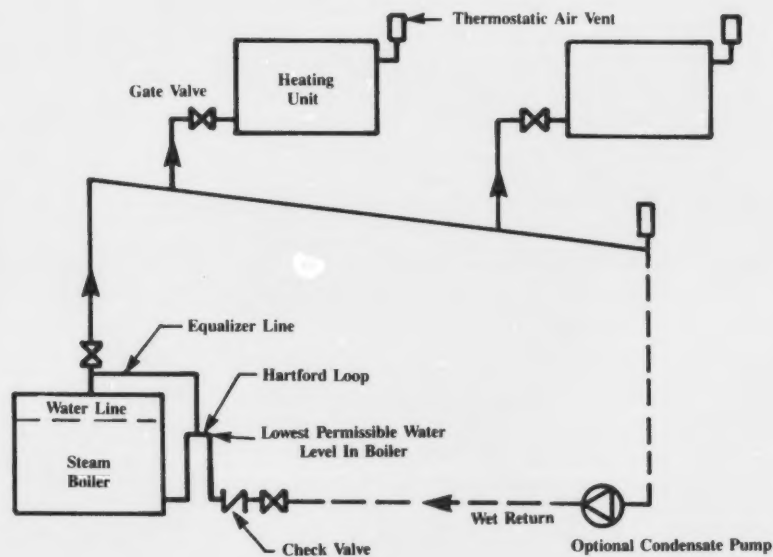
Normally steam and condensate systems include both thermometers and pressure gauges which are used to provide an indication of the system temperature and pressure conditions, and can be used for system trouble shooting.

Knowledge of the system operating conditions as confirmed by measuring instruments can easily show when system changes take place and when maintenance is required. Further, without certain basic measurements such as temperature and pressure, energy use or loss calculations cannot be performed with any degree of accuracy.

Steam Heating Systems

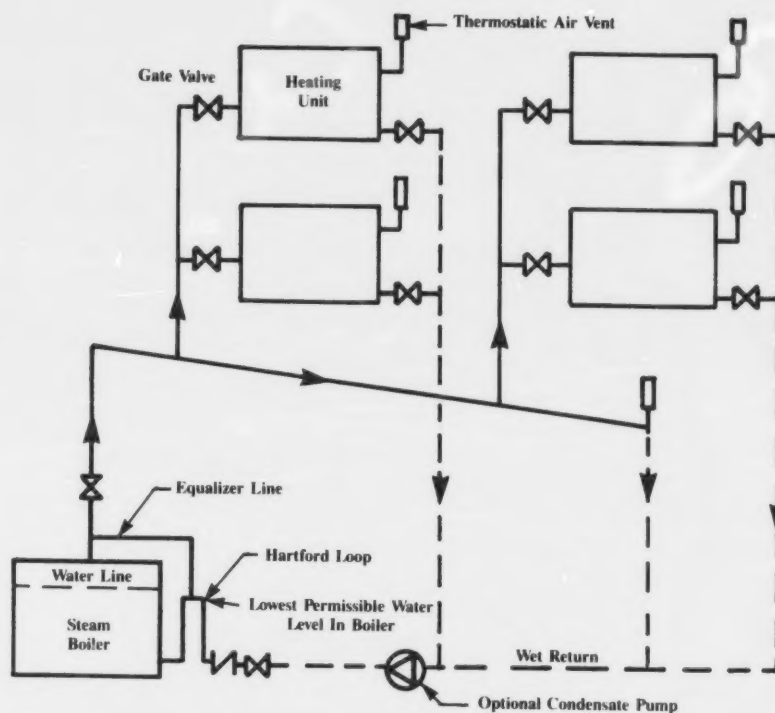
A combination of piping arrangement and method of condensate return is used in the identification of steam and condensate systems. The most common types of systems are:

- One-pipe gravity return systems.
- Two-pipe gravity return systems.
- Two-pipe trapped return systems.



One-Pipe Looped Return System

Figure 33



Two-Pipe Gravity Return System
Figure 34

One-Pipe Gravity Return System

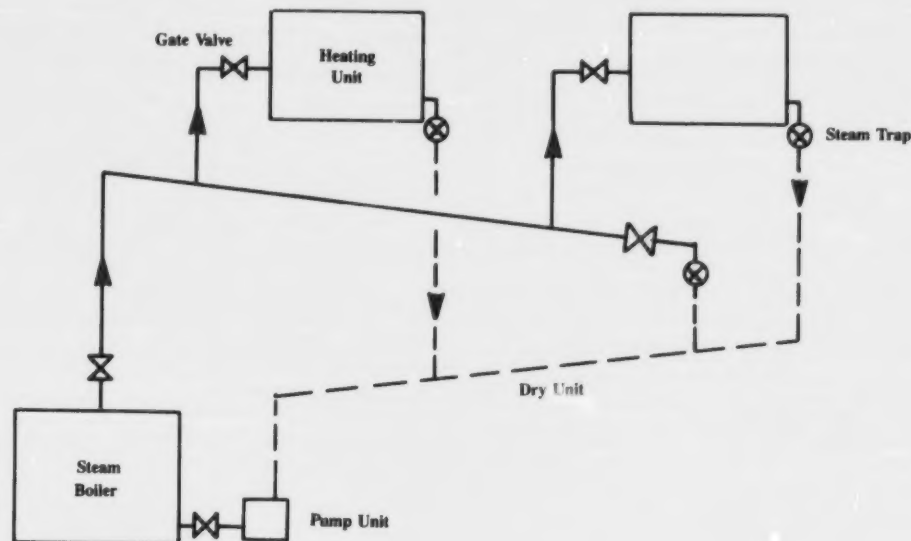
A one-pipe gravity return system does not require steam traps. This system uses thermostatic air vents to expel air during warmup, and admit air as it cools. All parts of the system are at the steam supply pressure, and all condensate is returned without flow loss within the steam supply piping. These systems are in limited use.

One-pipe looped return heating systems (Figure 33) are used on larger, horizontally distributed heating systems. Pipe sizes are smaller than those of a counterflow system, but water hammer can still occur in the runouts to individual heating units. On larger systems a condensate booster pump may be used. To reduce the risk of sudden loss of boiler water owing to return system leaks, the condensate piping is connected to the boiler in an arrangement known as a Hartford Loop. The Hartford Loop shown in Figure 33 consists of a line without valves connecting the steam outlet to the condensate return inlet. The condensate return line is connected to the steam-condensate line or loop at the same elevation as the lowest permissible level in the boiler.

Control is achieved by varying the pressure at the boiler and by starting and stopping the entire system. Normally, one-pipe steam heating systems are designed to operate at steam pressures below 35 kPa(gauge), and are difficult to control at higher pressures.

Two-Pipe Gravity Return System

Two-pipe gravity return systems (Figure 34) are used in small multistoried buildings to achieve vertical steam distribution to heating units. The system operates on the same principle as a one-pipe system except that counterflow of steam and condensate is avoided. Control of individual heating units requires shutting off valves in the supply and return connections to prevent counterflow of steam and condensate through the return connection. If air vents are not functioning properly, air and noncondensable gases can air lock the heat exchange equipment and return risers, and restrict condensate flow.



Two-Pipe Trapped Return System
Figure 35

Two-Pipe Trapped Return System

Two-pipe trapped return systems (Figure 35), use a steam trap at the outlet of each heating unit to retain the steam until it has given up its latent heat and condensed. Drip traps are provided at low points in the steam piping to remove condensate caused by heat loss from the pipes.

Trapped systems may operate over a wide range of pressures, but most heating systems operate at 15 to 200 kPa(gauge). Individual control of the heating units can be achieved by throttling the steam supply to each unit. Normally, trapped steam systems use a pumping unit to return the condensate to the boiler. The pumping unit may operate at atmospheric pressure with a vented condensate receiver, or under a partial vacuum by using a vacuum pump.

Condensate pumping systems with vented receivers are common for small, low pressure systems in which the condensate returns at a temperature near or below 100°C. When the condensate returns at a higher temperature, the vented system allows the steam to flash to atmosphere. Heating units on a vented system cannot discharge condensate at an internal pressure below atmospheric pressure. The combination of throttling the supply steam valve and the condensing of steam in the heating units can create a partial vacuum that would flood the unit.

Vacuum pumping of the condensate is used on many larger steam heating systems. There are two main advantages.

- The control of steam pressure below atmospheric pressure in heating units, allowing controlled operating temperatures below 100°C.
- Lower temperature in the condensate pipes resulting in lower heat losses.

Process Systems

There are five basic types of distribution systems used for process piping. They are classified as high pressure, medium pressure, low pressure, pressurized return, and vacuum systems.

The basic concepts are similar for high, medium and low pressure steam systems. Steam systems are more energy efficient at lower pressures due to lower heat losses, and should be operated at the minimum pressures required for operation of the end use equipment. However, when long piping runs are required, higher pressures are necessary to overcome friction losses and provide the proper pressures at the terminal equipment. Low pressure systems, on the other hand, require the use of larger pipe sizes and may require greater initial capital investment.

High Pressure Systems

High pressure systems, 690 to 2400 kPa(gauge) are used to provide steam for applications such as dryers, presses, molding dies, power drives, distribution in large commercial and institutional buildings or complexes, commercial and institutional cooking equipment, washers and sterilizers. Steam pressures greater than 2400 kPa(gauge) are found mainly in heavy industrial applications and are not addressed in detail in this module.

Medium Pressure Systems

Medium pressure systems, 103 to 690 kPa(gauge) are used in similar applications to high pressure systems.

Low Pressure Systems

Low pressure systems, 0 to 103 kPa(gauge) are used to supply steam for commercial cooking equipment, dishwashers, heating systems for commercial, institutional and small industrial buildings, domestic hot water heating, snow-melting heat exchangers and absorption cooling units.

Pressurized Return Systems

A pressurized return system is similar to the two-pipe trapped return system, except that the condensate is returned to a condensate receiver tank and then pumped directly to the boiler plant. Operation of the pump is controlled by a device which senses the liquid level in the condensate tank. A check valve, installed between the boiler and the condensate pump, prevents water from reentering the receiver tank. The tank must be vented to release the air which is returned from the system.

Vacuum Systems

The two-pipe vacuum steam system is also similar to the two-pipe trapped return system, except the condensate pump is replaced by a combination vacuum and condensate pump. The vacuum section of the pump withdraws the air and condensate from the system, separates the air from the condensate, and expels the air to atmosphere. The condensate pump returns the condensate to the boiler.

A vacuum steam system can operate at temperatures below 100°C at the process equipment.

ENERGY MANAGEMENT OPPORTUNITIES



Energy Management Opportunities is the term that represents all the ways that energy can be used wisely to save money. A number of Energy Management Opportunities, subdivided into Housekeeping, Low Cost, and Retrofit categories are outlined in this section, with worked examples, or written text, to illustrate the potential energy savings. This is not a complete listing of the opportunities available for steam and condensate systems. However, it is intended to provide ideas for management, operating and maintenance personnel to allow them to identify other opportunities that are applicable to a particular facility. Appropriate modules in this series should be considered for Energy Management Opportunities existing within other types of equipment and systems.

Housekeeping Opportunities

Implemented housekeeping opportunities are energy management actions that are done on a regular basis and never less than once a year. The following are typical Energy Management Opportunities in this category.

1. Steam trap maintenance program and procedures.
2. Check and maintain proper equipment operation.
3. Check and correct steam and condensate leaks.
4. Train operating personnel.
5. Maintain chemical treatment program.
6. Check control settings.
7. Shut down equipment when not required.
8. Shut down steam and condensate branch system when not required.

Housekeeping Worked Examples

1. Steam Trap Maintenance Program and Procedures

A malfunctioning steam trap can be a major source of energy loss. Often, one dollar spent on upgrading traps can return more than three dollars in energy savings. Many facilities can save 10 to 20 per cent of fuel costs by having a formal, active steam trap program.

The first step in the program is to select a steam trap energy coordinator. The coordinator should understand steam trap types, applications, causes of failures, and testing procedures. Steam trap manufacturers often provide schools or seminars on steam trap applications which the coordinator should be encouraged to attend.

The second step is to establish trap standards for all replacements and new installations. A minimum number of trap types, depending upon complexity of systems, should be selected according to the following guidelines.

- Steam loss over the life of the trap: Stainless steel fitted traps are less susceptible to erosion and corrosion than carbon steel traps.
- Trap life: Traps which have valve systems are susceptible to damage by scale and rust particles.
- Trap reliability or how well the trap responds when condensate loads or pressure changes occur.
- Physical size and weight of the trap.
- Ability to vent noncondensibles, such as air, that can cause corrosion problems.
- Trap cost.

The third step is to determine the effectiveness of the program by choosing a sample area of up to 100 traps that are not receiving routine steam trap maintenance. Establish the steam flow to this area and determine the total steam consumption over a period of one month under average plant conditions. Inspect each trap and record the

percentage of cold traps, those that are blowing steam and those that are working properly. Checklist 8-2 for steam trap surveys is included.

Change all traps, good as well as bad, to the newly established trap standards. Again, measure the steam consumption over an equal period of time and calculate the average saving per steam trap. It is not uncommon for the average savings to be at least 4 to 5 kg/h per steam trap for systems where pressure is less than 3450 kPa(gauge).

The fifth step consists of establishing a routine checking procedure and maintaining proper records on each trap including identification, condition, operating pressure, and type of service. A minimum six month frequency check is recommended.

After the first year, a normal trap failure rate of less than 10 per cent can be expected.

It must be noted that prior to automatically replacing a defective steam trap with a unit of the same size and construction the application should be checked to ensure the sizing and trap selection was initially correct.

2. Check and Maintain Proper Equipment Operation

Check the complete steam and condensate system for proper operation of equipment. One important item often overlooked in a steam or condensate system is the pipeline strainer. It is necessary for the removal of dirt, rust, scale and other impurities, and proper application and maintenance is essential. The strainer helps to prevent scale and rust buildup on heat exchange surfaces by removing the foreign particles before they reach the steam heated equipment. This scale reduces heat exchange efficiency and increases energy losses.

Other items such as air vents, pressure relief valves, condensate receivers (pumps, controls, float valves), steam and condensate flow metering equipment, pressure reducing stations, expansion compensators, pipe supports, and vacuum pumps should also receive continuous attention to ensure efficient operation.

3. Check and Correct Steam and Condensate Leaks

The complete distribution system should be checked periodically for any visible steam or condensate leaks. On insulated lines, these are often identified by wet or soggy insulation. The plume length can be established once the insulation is removed.

As an example, consider a steam leak in a 790 kPa(absolute) steam system with a plume length of 500 mm. The system operates 8760 hours per year. The cost of steam is \$22/1000 kg.

From Table 7 it is established that the steam loss under these conditions is 6 kg/h.

Annual steam loss from this leak is calculated as follows.

$$\begin{aligned}\text{Annual steam loss} &= \text{loss/h} \times \text{h/yr} \\ &= 6 \times 8760 \\ &= 52\,560 \text{ kg/yr}\end{aligned}$$

The cost of this lost energy can also be calculated.

$$\begin{aligned}\text{Annual dollar loss} &= \text{Annual steam loss} \times \text{Unit cost of steam} \\ &= 52\,560 \times \frac{\$22}{1000} \\ &= \$1,156.32 \text{ per year}\end{aligned}$$

This leak should be noted and repaired as part of the normal facility maintenance procedures. As can be seen from this example a small leak can account for a large dollar loss.

4. Train Operating Personnel

Operating and maintenance personnel should be trained in energy management practices. They must be trained to spot Energy Management Opportunities and respond immediately with appropriate action. If possible, use the same maintenance crews for uniformity in checking.

5. Maintain Chemical Treatment Program

Maintain a controlled chemical treatment program for steam and condensate systems to improve system cleanliness and performance.

6. Check Control Settings

Check control system set points periodically to ensure optimum operation is maintained. For example, automatic steam valves serving space heating equipment or process equipment often operate above the set point or wide open, because of a malfunctioning control system. This leads to unnecessary overheating situations. It is difficult to quantify these situations but they can amount to significant energy losses.

7. Shut Down Equipment When Not Required

Equipment which is not used over extended periods of time should be equipped with automatic control systems, or planned manual shutdown procedures should be implemented. This action not only saves energy, but prevents unnecessary system component wear.

8. Shut Down Steam and Condensate Branch Systems When Not Required

Steam and condensate distribution systems lose heat to the surroundings even if insulated. If the distribution system is shut off when not in use this heat loss does not take place and both energy and dollars are saved.

Consider a 30 metre long NPS 4 insulated steam header at 950 kPa(absolute). Information from the insulation supplier indicates that the heat loss was 40 Watt-hours per metre of length for this pipe.

If the system is not required for 2000 hours per year, the annual heat loss can be calculated.

Annual heat loss = Heat loss/metre/hour x Hours per year x Length

$$= 40 \times 2000 \times 30$$

$$= 2\,400\,000 \text{ Wh/yr}$$

$$\text{or } 2400 \text{ KWh/yr}$$

Using the conversion 1 Wh = 3.6 kJ the heat loss can be restated

$$2\,400\,000 \text{ Wh/yr} = 2\,400\,000 \times 3.6$$

$$= 8\,640\,000 \text{ kJ/yr}$$

From table 1 the heat content of steam at 950 kPa(absolute) is 2774 kJ/kg. If the cost of steam is \$22/1000 kg the value of the lost energy can be calculated.

$$\text{Annual dollar loss} = \frac{8\,640\,000}{2774} \times \frac{\$22}{1000}$$

$$= \$68.52 \text{ /yr}$$

The savings in this example are small, however if this occurrence is happening in numerous areas throughout a facility the cumulative savings can become significant. It should also be noted that this is only heat loss from the pipe and does not include other possible sources of heat loss such as leaks, leaking traps, condensate being discharged to drain or other such items.

As well as the energy savings, reduced maintenance costs will result from shutting down branch mains and distribution piping when not in use.

Low Cost Opportunities

Implemented low cost opportunities are energy management actions that are done once and for which the cost is not considered great. The following are typical Energy Management Opportunities in this category.

1. Recover condensate.
2. Overhaul pressure reducing stations.
3. Operate equipment in efficient operating range.
4. Insulate uninsulated flanges and fittings.
5. Remove unused steam and condensate piping.
6. Reduce system pressure where possible.
7. Repipe system or relocate equipment to shorten pipe lengths.
8. Optimize location of control sensors.
9. Insulate uninsulated piping.
10. Add metering, measuring and monitoring equipment.
11. Replace or repair leaking traps.
12. Repair, replace or add air vents.
13. Repair damaged insulation.

Low Cost Worked Examples

1. Condensate Recovery

Encourage condensate recovery within the steam and condensate systems. Reduce the direct use of steam where possible by using a heat exchanger so that condensate is returned to the boiler plant. In areas where condensate from steam traps or other process equipment is being discharged to sewer and can be reclaimed, pipe the condensate into the nearest return system or install a separate pumping system. Condensate flowing directly to sewer is a loss of energy dollars and increases the cost of the chemical treatment system at the boiler plant. If the condensate is contaminated, investigate means of reclaiming the heat energy. In all cases where condensate is being discharged to atmospheric pressure, investigate the possible uses of the flash steam being generated. Flash steam contains valuable energy which should be recovered.

During a walk through audit of a facility, it was determined that a steam trap on a piece of process equipment was discharging directly to sewer. The average flow was measured to be 50 kg/h at 80°C. Make-up water was introduced to the feedwater tank at 5°C. The operating steam pressure was 860 kPa(gauge). The annual energy saving which could be achieved by returning the condensate to the boiler plant is determined with the aid of Worksheet No. 8-3.

The annual energy savings is equivalent to \$1,481 and the capital investment to install the new piping is estimated to be \$3,000.

$$\begin{aligned}\text{Simple Payback} &= \frac{\$3,000}{\$1,481} \\ &= 2 \text{ years.}\end{aligned}$$

In the event that the condensate in this example was contaminated and could not be used as boiler feedwater it could still be used as heat source for space or process water heating, or in some instances, as a heat source for direct heating.

2. Overhaul Pressure Reducing Stations

Check all pressure reducing stations to ensure proper operation and maintenance. Rust, scale and other foreign particles found within a steam distribution system cause erosion of valve parts. When this occurs, the valve no longer operates under its original design tolerances. This could result in unwanted pressure fluctuations and require higher operating pressures.

If pressure reducing stations are not operating correctly and therefore allowing steam pressure at the terminal equipment to be lower than required for process operations, the system pressure may be raised. This results in higher piping operating temperatures with the associated greater heat loss and wasted dollars.

3. Operate Equipment In Efficient Operating Range

Improve equipment efficiency by operating condensate receivers, vacuum pumps, boiler feed units, heating units or process equipment at, or near capacity instead of running all units at reduced capacity. Part load performance is not as efficient as full load.

4. Insulate Uninsulated Flanges and Fittings

As indicated in Fundamentals, a pair of uninsulated flanges are equivalent to 610 mm of bare pipe. All flanges and fittings should be insulated to reduce heat loss and save energy.

During a walk through audit of a process facility it was noted that 40 flanges on an NPS 4 saturated steam distribution main operating at 700.8 kPa(absolute) were uninsulated. In this facility the steam main was in operation 8760 hours per year and the cost of steam was \$22/1000 kg.

The equivalent length of bare pipe caused by one pair of uninsulated flanges is 610 mm.

$$\begin{aligned}\text{Equivalent length of 40 uninsulated flanges} &= \frac{40}{2} \times 610 \\ &= 12\,200 \text{ mm} \\ &\text{or } 12.2 \text{ m}\end{aligned}$$

Temperature of 700.8 kPa(absolute) steam 165°C (Table 1).

Hourly heat loss from NPS 4 bare piping at 165°C 790 Wh/(m·h) (Table 6)

$$\begin{aligned}\text{Hourly heat loss from } 12.2 \text{ m} &= 790 \times 12.2 \\ &= 9638 \text{ Wh/h}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Annual heat loss from flanges} &= 9638 \times 8760 \\ &= 84.43 \times 10^6 \text{ Wh/yr} \\ &\text{or } 84.43 \times 10^6 \times 3.6 \\ &= 303.94 \times 10^6 \text{ kJ/yr}\end{aligned}$$

Enthalpy of saturated steam at 700.8 kPa(absolute) 2762 kJ/kg (Table 1)

$$\begin{aligned}\text{Equivalent steam loss per year} &= \frac{303.94 \times 10^6}{2762} \\ &= 110\,043 \text{ kg/yr}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Annual cost of lost steam} &= 110\,043 \times \frac{\$22}{1000} \\ &= \$2,421\end{aligned}$$

Estimated cost to insulate the 40 flanges = \$3,600

$$\begin{aligned}\text{Simple payback} &= \frac{\$3,600}{\$2,421} \\ &= 1.49 \text{ years}\end{aligned}$$

5. Remove Unused Steam and Condensate Piping

Steam and condensate piping which has become redundant because of process, equipment or facility changes should be removed. This piping is a source of heat losses. The removal of the redundant piping will also free up areas in the facility which could be used for other required services.

6. Reduce System Pressure Where Possible

Where saturated steam is the heating medium, the higher the system pressure the greater the heat loss from the piping system. Reducing the system pressure to the lowest possible level will reduce energy losses.

7. Repipe Systems or Relocate Equipment to Shorten Pipe Lengths

The shorter the pipe route from the generation source to the point of use, the lower the heat loss. It may be possible to either reroute piping or relocate equipment so that energy loss is reduced.

8. Optimize Location of Control Sensors

Assess the location of control components such as pressure, outdoor air and supply air sensors, and add or relocate components to improve system operation. Improper location of control point sensors often leads to incorrect settings of damper or valve operators, resulting in wasted energy.

9. Insulate Uninsulated Piping

Uninsulated piping is a major source of lost heat energy. Any uninsulated piping should be insulated to the recommended insulation thickness. See Process Insulation, Module 1 for additional details on insulation.

During a walk through audit of a facility it was noted that a NPS 2 saturated steam main operating at 600 kPa(absolute) was uninsulated for 60 metres of its length. Obviously heat energy was being wasted. This pipeline was in operation 8400 hours per year and the cost of steam was \$22/1000 kg.

Temperature of 600 kPa(absolute) steam

158.84°C (Table 1)

Heat loss per hour per metre of length for NPS 2 pipe at 158.84°C

490 Wh/(m·h) (Table 6)

Annual heat loss for uninsulated piping = $490 \times 60 \times 8400$

$$= 246.96 \times 10^6 \text{ Wh/yr.}$$

From Module 1 it is found that if this pipe was insulated with 51 mm of glass fiber insulation, the hourly heat loss per metre would drop to 24 Wh/(m·h)

With insulation, annual heat loss = $24 \times 60 \times 8400$

$$= 12.096 \times 10^6 \text{ Wh/yr}$$

Reduction in heat loss with insulation = $(246.96 \times 10^6) - (12.096 \times 10^6)$

$$= 234.864 \times 10^6 \text{ Wh/yr}$$

$$\text{or } 845.51 \times 10^6 \text{ kJ/yr}$$

Enthalpy of saturated steam at 600 kPa(absolute) 2755.5 kJ/kg (Table 1)

$$\text{Equivalent steam loss} = \frac{845.51 \times 10^6}{2755.5}$$

$$= 306\,844 \text{ kg/yr}$$

$$\begin{aligned}\text{Equivalent cost of steam loss} &= 306\,844 \times \frac{\$22}{1000} \\ &= \$6,751/\text{yr}\end{aligned}$$

Estimated cost to insulate the pipeline is \$4,200

$$\begin{aligned}\text{Simple payback} &= \frac{\$4,200}{\$6,751} \\ &= 0.62 \text{ years (7 months)}\end{aligned}$$

10. Add Measuring, Metering and Monitoring Equipment

Without measuring, metering and monitoring equipment it is almost impossible to establish if energy is being used wisely or is being wasted. Information on measuring, metering and monitoring may be found in Measuring, Metering and Monitoring, Module 15.

11. Replace or Repair Leaking Traps

During a steam trap survey in a commercial building it was noted that a steam trap with a 3.17 mm orifice on a 205 kPa(absolute) heating steam system did not appear to be operating correctly. Further investigation indicated that the trap was stuck in the open position allowing steam to flow into the condensate return system.

From Table 5 it was established that this condition would allow the trap to pass 6.2 kg of steam per hour. The heating system in this facility was used 3600 hours per year and the cost of steam was estimated to be \$22/1000 kg.

$$\begin{aligned}\text{Steam from leaking trap} &= 6.2 \text{ kg/h} \times 3600 \text{ h/yr} \\ &= 22\,320 \text{ kg/yr}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Cost of lost energy} &= 22\,320 \times \frac{\$22}{1000} \\ &= \$491 \text{ per year based on the 3600 hour heating season}\end{aligned}$$

Replacement cost of a new trap including labour is \$90

$$\begin{aligned}\text{Simple payback} &= \frac{\$90}{\$491} \\ &= 0.18 \text{ years (2 months)}\end{aligned}$$

If the system pressure was higher, or the orifice larger, the quantity of lost steam would greatly increase as would the cost of the lost energy.

12. Repair, Replace or Add Air Vents

As indicated in the Fundamentals Section of this module small quantities of air or noncondensable gases in a steam system can reduce the heat transfer efficiency at the terminal equipment. Regardless of how the air or noncondensable gases enter the system (with the boiler feed water or through system leaks) it should be removed to improve system efficiency and energy use.

Consider a system operating at 138 kPa(gauge) [239.325 kPa(absolute)] using saturated steam containing 10 per cent air. Instead of the temperature being 126°C which is the saturation temperature at the system operating pressure, the temperature is only 122°C, a reduction of 4°C. If the temperature of 126°C is critical for the end use application it will be necessary to increase the overall system pressure to approximately 280 kPa(absolute) (131°C) to overcome this temperature reduction. This higher generation pressure will result in greater heat loss from the distribution system and therefore wasted dollars.

Removal of this air at system high points or before the terminal equipment by the use of thermostatic or float and thermostatic air vents will allow the system pressure to be dropped, saving both energy and dollars.

13. Repair Damaged Insulation

The insulating quality of damaged or water soaked insulation is greatly reduced, and this in turn increases the heat loss from the damaged or soaked area. Any damaged insulation should be replaced as soon as possible after the damage occurs and should be protected against further damage.

Consider an NPS 6 steam distribution main in use 8760 hours per year carrying saturated steam at 446 kPa(absolute). An investigation of the steam main indicated that there were 9 areas of damaged insulation providing an equivalent bare length of pipe of 4 metres.

From Table 6 it is established that the hourly heat loss per metre is 980 Wh/(m·h)

$$\begin{aligned}\text{Annual heat loss} &= 980 \times 4 \times 8760 \\ &= 34.3 \times 10^6 \text{ Wh/yr} \\ &\text{or } 123.6 \times 10^6 \text{ kJ/yr}\end{aligned}$$

Enthalpy of saturated steam at 446 kPa(absolute) 2742 kJ/kg (Table 1)

$$\begin{aligned}\text{Annual steam loss} &= \frac{123.6 \times 10^6}{2742} \\ &= 45\,077 \text{ kg/yr}\end{aligned}$$

Based on a cost of steam of \$22/1000 kg the cost of the steam loss is calculated.

$$\begin{aligned}\text{Annual cost} &= 45\,077 \times \frac{\$22}{1000} \\ &= \$992/\text{yr}\end{aligned}$$

The estimated cost to repair the insulation in the 9 damaged areas is \$600.

$$\begin{aligned}\text{Simple payback} &= \frac{\$600}{\$992} \\ &= 0.605 \text{ years (7 months)}\end{aligned}$$

Retrofit Opportunities

Implemented retrofit opportunities are energy management actions that are done once and for which the cost is significant.

Many of the opportunities in this category will require detailed analysis by specialists, and all of these cannot be covered in this module. Worked examples are provided for some of the listed Energy Management Opportunities, while in other cases there is only commentary. The following are typical Energy Management Opportunities in the retrofit category.

1. Upgrade insulation on piping to recommended insulation thickness.
2. Institute a steam trap replacement program.
3. Optimize pipe sizes.
4. Recover flash steam.
5. Eliminate steam use where possible.
6. Stage the depressurization of condensate.
7. Recover heat from condensate.
8. Meter all steam and condensate flows.
9. Consider cogeneration of heat and electrical power.

Retrofit Worked Examples

1. Upgrade Insulation

During a walk through audit of a facility it was noted that a NPS 6 steam header carrying saturated steam at 450 kPa(absolute) was insulated over its entire length of 100 m with 25 mm of glass fiber insulation. The system operated 8760 hours per year.

From Module 1 it is established that the recommended insulation thickness for piping having the same size and temperature is 76 mm.

Manufacturer's data for glass fiber insulation was reviewed and it was found that the hourly Wh/(m·h) heat loss under these conditions with 25 mm of insulation was 136 Wh/(m·h) and with 76 mm of insulation was 57 Wh/(m·h). Adding an additional 51 mm of glass fiber insulation would therefore reduce the hourly heat loss per metre by 79 Wh/(m·h) (136-57).

$$\begin{aligned}\text{Annual reduction in heat loss} &= \frac{79 \text{ Wh}}{\text{m}\cdot\text{h}} \times 300 \text{ m} \times \frac{8760 \text{ h}}{\text{yr}} \\ &= 207.612 \times 10^6 \text{ Wh/yr} \\ &\text{or } 747.4 \times 10^6 \text{ kJ/yr}\end{aligned}$$

Enthalpy of 450 kPa(absolute) steam 2742.9 kJ/kg (Table 1)

$$\begin{aligned}\text{Steam quantity equivalent of heat loss} &= \frac{747.4 \times 10^6}{2742.9} \\ &= 272\,485 \text{ kg/yr}\end{aligned}$$

The cost of steam in the facility was estimated to be \$22/1000 kg.

$$\begin{aligned}\text{Dollar loss per year} &= 272\,485 \times \frac{\$22}{1000} \\ &= \$5,995/\text{yr}.\end{aligned}$$

Estimated cost to supply and install the additional 51 mm of insulation on the piping is \$5,000.

$$\begin{aligned}\text{Simple payback} &= \frac{\$5,000}{\$5,995} \\ &= 0.83 \text{ years (10 months)}\end{aligned}$$

2. Institute A Steam Trap Replacement Program

A steam distribution system operating at 860 kPa(gauge) contains a total of 300 steam traps. Following the steam trap maintenance program as discussed in Housekeeping Worked Example 1, a section of the distribution system containing 50 traps was selected as the test sample. Steam measuring equipment was installed for a 1 month period and total steam consumption was measured at 3.4×10^6 kg. After the development of a new steam trap standard, an exchange program was carried out and the steam consumption was recorded over a 1 month period. The total consumption was measured at 3.2×10^6 kg. The average steam trap loss per hour projected over the entire facility is estimated by the following equation:

$$W = \frac{(W_a - W_b) \times N_t}{N \times h}$$

Where, W = Average steam loss from all leaky traps in plant (kg/h)

W_a = Measured steam consumption before test (kg/month)

W_b = Measured steam consumption after test (kg/month)

N = Number of steam traps in test

N_t = Total number of traps in the plant

h = Number of hours in test period

Substituting into the equation the average steam trap loss for the total facility can be calculated.

$$W = \frac{[(3.4 \times 10^6) - (3.2 \times 10^6)] \times 300}{50 \times 720}$$

$$= 1667 \text{ kg/h}$$

If this facility operated 8760 hours per year the total annual steam loss is calculated as follows:

Annual steam loss = Steam loss per hour x Operating hours per year

$$= 1667 \times 8760$$

$$= 14.6 \times 10^6 \text{ kg/yr}$$

With the cost of steam at \$22/1000 kg the value of the steam loss can be calculated.

$$\text{Value of steam loss} = (14.6 \times 10^6) \times \frac{\$22}{1000}$$

$$= \$321,200$$

The estimated cost to replace all 300 traps in the facility with the new standard trap selected as the plant standard is \$60,000 and the cost of the steam metering equipment is \$5,000, for a total expenditure of \$65,000.

$$\text{Simple payback} = \frac{\$65,000}{\$321,200}$$

$$= 0.202 \text{ years (2.5 months)}$$

The savings are a function of the number and condition of the steam traps in any facility, however the above calculations are representative for a 300 trap system.

3. Optimize Pipe Sizes

Optimize all steam and condensate piping sizes and length of runs. Oversized piping or excessive lengths mean greater surface areas than required and greater energy losses.

4. Recover Flash Steam

Determine the potential for flash steam recovery by first assessing the amount of flash steam available. To accomplish this, it is necessary to remember the following points.

- Establish if the flash steam can be utilized, and at what minimum pressure. Flash steam recovered from systems which operate year round should be used on systems which also operate year round. This helps to obtain maximum utilization of the flash steam being produced.
- Flash steam recovery for systems which are initially below 690 kPa(gauge) is not viable unless constant maximum loading is encountered.
- Where steam traps do not discharge condensate as it is formed, condensate is cooled and flash steam potential is reduced. A float or mechanical type of trap drains condensate quickly, and is considered to have greater potential for flash steam recovery than a thermostatic type which allows some waterlogging of heating surfaces and consequent condensate cooling.

A plant uses steam at 1000 kPa(gauge) and condenses 1000 kg/h to a condensate receiver vented to atmosphere. A flash steam recovery system is installed which will use the flash steam to heat process water. The flash steam is used at 70 kPa(gauge) on a year round basis. Cost of steam is \$22/1000 kg. The annual energy savings which can be achieved by the installation of the flash steam recovery system is calculated using Worksheet 8-4.

The results show an annual saving of \$24,200 and the simple payback on the capital investment of \$10,000 is 0.41 years, or less than five months.

5. Eliminate Steam Use Where Possible

In some facilities it may be possible to eliminate the use of steam in certain operations and replace it with a different heat source such as electricity, hot water, or directly fired natural gas.

This option should be investigated.

Consider the following points.

- In steam generation only approximately 80 per cent of the heat available in the fuel is transferred to the steam. This figure is a function of the boiler type, operating conditions, fuel being used, boiler load and other factors.
- Direct fired heating unit such as natural gas fired space heaters operate at 100 per cent efficiency.
- Electric resistance heating operates at 100 per cent efficiency.
- Hot water distribution systems which normally operate at lower temperature than steam system lose less heat to the surroundings.

Investigations of this type should be carried out by engineers or specialists fully knowledgeable in this area.

6. Stage the Depressurization of Condensate

Where multipressure steam systems are employed, use the flash steam recovered from the higher pressure system in the next lowest pressure system. For example, in a building using 100 kPa(gauge), 500 kPa (gauge) and 1000 kPa(gauge) steam pressures, recover the flash steam from the 1000 kPa(gauge) system and use it in the 500 kPa(gauge) system. Similarly, recover the flash steam from the 500 kPa(gauge) system for use in the 100 kPa(gauge) system.

7. Recover Heat from Condensate

In areas where hot condensate is dumped to sewer, such as in boiler blowdown or a plant heating process application, heat recovery equipment should be installed. For example, where a flash tank has been installed on a boiler blowdown system, the condensate which discharges to sewer still contains valuable heat energy which could be used to heat cold water makeup to the boiler, or used in some other heating application.

The condensate discharge from a flash tank on a boiler blowdown system is measured at 50 kg/h and 90°C. The boiler plant pressure is 100 kPa(gauge). A water to water heat exchanger is installed to recover the available heat of the waste condensate before it goes to sewer. The heat exchanger has a 70 per cent efficiency and the condensate temperature is lowered from 90°C to 40°C as it passes through the heat exchanger. The cost of producing steam is \$22/1000 kg and the raw makeup water is 10°C. The energy savings which can be achieved from the heat recovery system is calculated with the aid of Worksheet 8-5.

The results show an annual saving of \$636 and the simple payback on the capital investment of \$2,000 is 3.15 years.

8. Meter Steam and Condensate Flows

The metering of steam and condensate does not, in itself, conserve energy or reduce steam consumption. However, it does encourage effective energy management. Knowledge of the quantity of steam consumed and condensate returned allows the following values to be established.

- Quantity of energy used, and specifically where it is being used.
- Calculations of potential energy savings for proposed Energy Management Opportunities.
- Verification of energy savings for implemented Energy Management Opportunities.

Refer to Measuring, Metering & Monitoring, Module 15, for additional details.

9. Consider Cogeneration of Heat and Electrical Power

Where feasible, use cogeneration for the simultaneous production of heat energy and electrical or mechanical power.

The use of steam below the pressure at which it is generated requires a pressure reducing device between the two pressures. The device is normally a pressure reducing valve (PRV). When the low pressure demand is steady, it may be feasible to use a back pressure turbine in parallel with the PRV. The turbine will accept the high pressure steam at the inlet, discharge lower pressure steam and generate shaft power which may be used to drive a mechanical machine or an electrical generating device.

The cost saving advantage of the combined system is that the incremental increase in flow of high pressure steam usually costs less than purchasing the amount of power generated. Comparatively, a system of cogeneration can supply both the process steam load and electric energy with a higher efficiency use of the fuel resource than a system supplying only steam or electric energy.

The necessary calculations, the use of enthalpy charts, and the detailed information on equipment required for an evaluation are not covered by this module. Evaluation of a potential cogeneration application should be conducted by experienced personnel.

APPENDICES

- A Glossary of Terms**
- B Tables**
- C Common Conversions**
- D Worksheets**
- E Checklist**



Glossary

Absolute Pressure — Any pressure where the base measurement is full vacuum. Expressed as kPa(absolute).

Atmospheric Pressure — Pressure of the earth's atmosphere at sea level. At sea level and 20°C this is 101.325 kPa.

Audit, diagnostic — The analysis of a potential opportunity to save energy which could involve the assessment of the current process operation, records, calculation of savings, and estimates of capital and operating costs so that the financial viability can be established.

Audit, walk through — The visual inspection of a facility to observe how energy is being used or wasted.

Carbon Dioxide Gas (CO₂) — A heavy colorless gas. Dissolves in water to form carbonic acid.

Corrosive — Having a rusting or chemically destructive effect on metals (occasionally on other materials).

Density — The ratio of the mass of a specimen of a substance to the volume of the specimen.

Dry Saturated Steam — Steam containing no water in suspension.

Energy — The capacity for doing work; taking a number of forms that may be transformed from one into another, such as thermal (heat), mechanical (work), electrical, and chemical; in customary units, measured in kilowatt-hours (kWh) or megajoules (MJ).

Energy Intensity — The amount of energy required to produce a product or group of products expressed in energy used per unit of production.

Energy Management Opportunities, housekeeping — Potential energy saving activities which should be done on a regular basis and never less than once per year. This includes preventive maintenance programs.

Energy Management Opportunities, low cost — Potential energy saving improvements that are done once and for which the cost is not considered great.

Energy Management Opportunities, retrofit — Potential energy saving improvements that are done once and for which the cost is considered significant.

Energy, variable — The energy associated with production which varies with production output.

Energy, waste — Energy which is lost without being fully utilized. It may include energy in the form of steam, exhaust gases, discharge water or even refuse.

Enthalpy — Enthalpy is a measure of the heat energy per unit mass of a material. Units are expressed as kJ/kg.

Erosive — Property of a substance that causes another substance to be diminished or destroyed by increments

Flash Steam — Flash steam is steam generated when condensate is released to a pressure lower than that at which it is formed. When the pressure is reduced a certain amount of sensible heat in the condensate is released. This excess heat is absorbed in the form of latent heat causing part of the condensate to "flash" into steam.

Gauge Pressure — Any pressure where the base for measurement is atmospheric pressure, expressed as kPa(gauge).

Note: kPa(gauge) + atmospheric pressure = kPa(absolute).

Heat of Saturated Liquid — The amount of heat required to raise the temperature of the kilogram of a liquid from 0°C to the boiling point at any specific pressure (MJ/kg).

Latent Heat of Vaporization of water — The amount of heat required to change a kilogram of boiling water to one kilogram of steam at a constant pressure (MJ/kg).

Noncondensable Gas — A gas that will not condense (change from the vapor state to the liquid state) at the given conditions.

Psychrometric Properties — Properties of an air-water-vapor mixture that can be determined by the use of a psychrometric chart which illustrates methods of calculating relative humidity, specific (absolute) humidity, sensible heat, latent heat, total heat, and other properties.

Saturated Liquid — The liquid present in a mixture of vapor and liquid in a state of equilibrium.

Saturated Steam — Saturated steam is pure steam at the temperature that corresponds to the boiling temperature of water at a specific pressure.

Sensible Heat — Heat which, when supplied to or removed from a substance, produces a change in temperature which is measurable by a thermometer.

Specific Enthalpy — Enthalpy per unit mass of a substance.

SI Systems — The basic system of measurement adopted in Canada. The name, *Système international d'unités* (International System of Units) is abbreviated SI in all languages.

Specific Gravity — Specific gravity is a number which indicates the weight of a fixed volume of a material compared to the mass volume of water. If the specific gravity is greater than 1.0 the material is heavier than water. If the specific gravity is less than 1.0 the material is lighter than water.

Specific Volume — The ratio of the volume of a substance to the mass of the substance; the reciprocal of density.

Steam Quality — The measure of steam dryness expressed as the ratio of the mass of vapor to the total mass per unit volume of the mixture.

Steam Tracing — A method of protecting a fluid being piped from freezing. This is accomplished by installing a small steam pipe in contact with the pipe carrying the fluid being protected.

Superheated Vapor — Vapor at a temperature which is higher than the saturation temperature at a given pressure.

Total Heat of Steam — Total heat of steam is the sum of the latent heat plus sensible heat expressed in kJ/kg.

Water Hammer — Water hammer is a mechanical shock caused by pressure waves travelling in piping and meeting with obstructions. An example would be "slugs" of condensate hurled like a "battering ram" through steam or condensate systems and striking items such as valves or fittings.

PROPERTIES OF SATURATED STEAM AND SATURATED WATER (TEMPERATURE)

TABLE 1

Temperature		Press. kPa	Volume, m ³ /kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg K		
°C	K		Water	Evap.	Steam	Water	Evap.	Steam	Water	Evap.	Steam
<i>t</i>	<i>T</i>	<i>p</i>	<i>v_f</i>	<i>v_{fg}</i>	<i>v_g</i>	<i>h_f</i>	<i>h_{fg}</i>	<i>h_g</i>	<i>s_f</i>	<i>s_{fg}</i>	<i>s_g</i>
0.	273.15	0.0108	0.0010002	206.30	206.31	-0.04	2501.6	2501.6	-0.0002	9.1579	9.1577
0.01	273.16	0.0112	0.0010002	206.16	206.16	0.00	2501.6	2501.6	0.0000	9.1575	9.1575
1.0	274.15	0.0566	0.0010001	192.61	192.61	4.17	2499.2	2503.4	0.0153	9.1158	9.1311
2.0	275.15	0.7055	0.0010001	179.92	179.92	8.39	2496.8	2505.2	0.0306	9.0741	9.1047
3.0	276.15	0.7575	0.0010001	168.17	168.17	12.60	2494.5	2507.1	0.0459	9.0326	9.0785
4.0	277.15	0.8129	0.0010000	157.27	157.27	16.80	2492.1	2508.9	0.0611	8.9915	9.0526
5.0	278.15	0.8718	0.0010000	147.16	147.16	21.01	2489.7	2510.7	0.0762	8.9507	9.0269
6.0	279.15	0.9345	0.0010000	137.78	137.78	25.21	2487.4	2512.6	0.0913	8.9102	9.0015
7.0	280.15	1.0012	0.0010001	129.06	129.06	29.41	2485.0	2514.4	0.1063	8.8699	8.9762
8.0	281.15	1.0720	0.0010001	120.96	120.97	33.61	2482.6	2516.2	0.1213	8.8300	8.9513
9.0	282.15	1.1472	0.0010002	113.43	113.44	37.80	2480.3	2518.1	0.1362	8.7903	8.9265
10.0	283.15	1.2270	0.0010003	106.43	106.43	41.99	2477.9	2519.9	0.1510	8.7510	8.9020
12.0	285.15	1.4014	0.0010004	93.83	93.84	50.34	2473.2	2523.6	0.1805	8.6731	8.8536
14.0	287.15	1.5973	0.0010007	82.90	82.90	58.75	2468.5	2527.2	0.2098	8.5963	8.8060
16.0	289.15	1.8168	0.0010010	73.38	73.38	67.13	2463.8	2530.9	0.2388	8.5205	8.7593
18.0	291.15	2.0624	0.0010013	65.09	65.09	75.50	2459.0	2534.5	0.2677	8.4458	8.7135
20.0	293.15	2.337	0.0010017	57.84	57.84	83.86	2454.3	2538.2	0.2963	8.3721	8.6694
22.0	295.15	2.642	0.0010022	51.49	51.49	92.23	2449.6	2541.8	0.3247	8.2994	8.6241
24.0	297.15	2.982	0.0010026	45.92	45.93	100.59	2444.9	2545.5	0.3530	8.2277	8.5806
26.0	299.15	3.360	0.0010032	41.03	41.03	108.95	2440.2	2549.1	0.3810	8.1569	8.5379
28.0	301.15	3.778	0.0010037	36.73	36.73	117.31	2435.4	2552.7	0.4088	8.0870	8.4959
30.0	303.15	4.241	0.0010043	32.93	32.93	125.66	2430.7	2556.4	0.4365	8.0181	8.4546
32.0	305.15	4.753	0.0010049	29.57	29.57	134.02	2425.9	2560.0	0.4640	7.9500	8.4140
34.0	307.15	5.318	0.0010056	26.60	26.60	142.34	2421.2	2563.6	0.4913	7.8828	8.3740
36.0	309.15	5.940	0.0010063	23.97	23.97	150.74	2416.4	2567.2	0.5184	7.8164	8.3346
38.0	311.15	6.624	0.0010070	21.63	21.63	159.09	2411.7	2570.8	0.5453	7.7509	8.2962
40.0	313.15	7.375	0.0010078	19.545	19.546	167.45	2406.9	2574.4	0.5721	7.6861	8.2593
42.0	315.15	8.198	0.0010086	17.691	17.692	175.81	2402.1	2577.9	0.5987	7.6222	8.2209
44.0	317.15	9.100	0.0010094	16.035	16.036	184.17	2397.3	2581.5	0.6252	7.5590	8.1842
46.0	319.15	10.086	0.0010103	14.556	14.557	192.53	2392.5	2585.1	0.6514	7.4966	8.1481
48.0	321.15	11.162	0.0010112	13.232	13.233	200.89	2387.7	2588.6	0.6776	7.4350	8.1125
50.0	323.15	12.335	0.0010121	12.045	12.046	209.26	2382.9	2592.2	0.7035	7.3741	8.0776
52.0	325.15	13.613	0.0010131	10.979	10.980	217.62	2378.1	2595.7	0.7293	7.3138	8.0432
54.0	327.15	15.002	0.0010140	10.021	10.022	225.99	2373.2	2599.2	0.7550	7.2543	8.0093
56.0	329.15	16.511	0.0010150	9.158	9.159	234.35	2368.4	2602.7	0.7804	7.1955	7.9759
58.0	331.15	18.147	0.0010161	8.380	8.381	242.72	2363.5	2606.2	0.8058	7.1373	7.9431
60.0	333.15	19.920	0.0010171	7.678	7.679	251.09	2358.6	2609.7	0.8310	7.0798	7.9108
62.0	335.15	21.838	0.0010182	7.043	7.044	259.46	2353.7	2613.2	0.8560	7.0240	7.8790
64.0	337.15	23.912	0.0010193	6.468	6.469	267.84	2348.4	2616.6	0.8809	6.9667	7.8477
66.0	339.15	26.150	0.0010205	5.947	5.948	276.21	2343.9	2620.1	0.9057	6.9111	7.8168
68.0	341.15	28.563	0.0010217	5.475	5.476	284.59	2338.9	2623.5	0.9303	6.8561	7.7864
70.0	343.15	31.16	0.0010228	5.045	5.046	292.97	2334.0	2626.9	0.9548	6.8017	7.7565
72.0	345.15	33.96	0.0010241	4.655	4.656	301.36	2329.0	2630.3	0.9792	6.7478	7.7270
74.0	347.15	36.96	0.0010253	4.299	4.300	309.74	2324.0	2633.7	1.0034	6.6945	7.6979
76.0	349.15	40.19	0.0010266	3.975	3.976	318.13	2318.9	2637.1	1.0275	6.6418	7.6693
78.0	351.15	43.65	0.0010279	3.679	3.680	326.52	2313.9	2640.4	1.0514	6.5896	7.6410
80.0	353.15	47.36	0.0010292	3.408	3.409	334.92	2308.4	2643.8	1.0753	6.5380	7.6132
82.0	355.15	51.33	0.0010305	3.161	3.162	343.31	2303.8	2647.1	1.0990	6.4868	7.5858
84.0	357.15	55.57	0.0010319	2.934	2.935	351.71	2298.6	2650.4	1.1225	6.4362	7.5588
86.0	359.15	60.11	0.0010333	2.726	2.727	360.12	2293.5	2653.6	1.1460	6.3861	7.5321
88.0	361.15	64.95	0.0010347	2.535	2.536	368.53	2288.4	2656.9	1.1693	6.3365	7.5058
90.0	363.15	70.11	0.0010361	2.3603	2.3613	376.94	2283.2	2660.1	1.1925	6.2873	7.4799
92.0	365.15	75.61	0.0010376	2.1992	2.2002	385.36	2278.0	2663.4	1.2156	6.2387	7.4543
94.0	367.15	81.46	0.0010391	2.0589	2.0599	393.78	2272.5	2666.6	1.2386	6.1905	7.4291
96.0	369.15	87.69	0.0010406	1.9143	1.9153	402.20	2267.4	2669.7	1.2615	6.1427	7.4042
98.0	371.15	94.30	0.0010421	1.7883	1.7893	410.63	2262.2	2672.9	1.2842	6.0954	7.3796
100.0	373.15	101.33	0.0010437	1.6720	1.6730	419.06	2256.9	2676.0	1.3069	6.0485	7.3554

PROPERTIES OF SATURATED STEAM AND SATURATED WATER (TEMPERATURE)

TABLE 1

Temperature		Press. kPa	Volume, m ³ /kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg K		
°C	K		Water	Evap.	Steam	Water	Evap.	Steam	Water	Evap.	Steam
<i>t</i>	<i>T</i>	<i>p</i>	<i>v_f</i>	<i>v_{fg}</i>	<i>v_g</i>	<i>h_f</i>	<i>h_{fg}</i>	<i>h_g</i>	<i>s_f</i>	<i>s_{fg}</i>	<i>s_g</i>
100.0	373.15	101.33	0.0010437	1.6720	1.6730	419.06	2256.9	2676.0	1.3069	6.0485	7.3554
105.0	378.15	120.80	0.0010477	1.4182	1.4193	440.17	2243.6	2683.7	1.3630	5.9331	7.2962
110.0	383.15	143.27	0.0010519	1.2089	1.2099	461.32	2230.0	2691.3	1.4185	5.8203	7.2380
115.0	388.15	169.06	0.0010562	1.0352	1.0363	482.50	2216.2	2698.7	1.4733	5.7099	7.1832
120.0	393.15	198.54	0.0010606	0.8905	0.8915	503.72	2202.2	2706.0	1.5276	5.6017	7.1293
125.0	398.15	232.1	0.0010652	0.7692	0.7702	524.99	2188.0	2713.0	1.5813	5.4957	7.0769
130.0	403.15	270.1	0.0010700	0.6671	0.6681	546.31	2173.6	2719.9	1.6344	5.3917	7.0261
135.0	408.15	313.1	0.0010750	0.5807	0.5818	567.68	2158.9	2726.6	1.6869	5.2897	6.9766
140.0	413.15	361.4	0.0010801	0.5074	0.5085	589.10	2144.0	2733.1	1.7390	5.1894	6.9284
145.0	418.15	415.5	0.0010853	0.4449	0.4460	610.59	2128.7	2739.3	1.7906	5.0910	6.8815
150.0	423.15	476.0	0.0010908	0.3914	0.3924	632.15	2113.2	2745.4	1.8416	4.9941	6.8358
155.0	428.15	543.3	0.0010964	0.3453	0.3464	653.77	2097.4	2751.2	1.8923	4.8989	6.7911
160.0	433.15	618.1	0.0011022	0.3057	0.3068	675.47	2081.3	2756.7	1.9425	4.8050	6.7475
165.0	438.15	700.8	0.0011082	0.2713	0.2724	697.25	2064.8	2762.0	1.9923	4.7126	6.7048
170.0	443.15	792.0	0.0011145	0.2414	0.2426	719.12	2047.9	2767.1	2.0416	4.6214	6.6630
175.0	448.15	892.4	0.0011209	0.21542	0.21654	741.07	2030.7	2771.8	2.0906	4.5314	6.6221
180.0	453.15	1002.7	0.0011275	0.19267	0.19380	763.12	2013.2	2776.3	2.1393	4.4426	6.5819
185.0	458.15	1123.3	0.0011344	0.17272	0.17386	785.26	1995.2	2780.4	2.1876	4.3548	6.5424
190.0	463.15	1255.1	0.0011415	0.15517	0.15632	807.52	1976.7	2784.3	2.2356	4.2680	6.5036
195.0	468.15	1398.7	0.0011489	0.13969	0.14084	829.88	1957.9	2787.8	2.2833	4.1821	6.4654
200.0	473.15	1554.9	0.0011565	0.12600	0.12716	852.37	1938.6	2790.9	2.3307	4.0971	6.4278
205.0	478.15	1724.3	0.0011644	0.11386	0.11503	874.99	1918.8	2793.8	2.3778	4.0128	6.3906
210.0	483.15	1907.7	0.0011726	0.10307	0.10424	897.73	1898.5	2796.2	2.4247	3.9293	6.3539
215.0	488.15	2106.0	0.0011811	0.09344	0.09463	920.63	1877.6	2798.3	2.4713	3.8463	6.3176
220.0	493.15	2319.8	0.0011900	0.08485	0.08604	943.67	1856.2	2799.9	2.5178	3.7639	6.2817
225.0	498.15	2550.	0.0011992	0.07715	0.07835	966.88	1834.3	2801.2	2.5641	3.6820	6.2461
230.0	503.15	2798.	0.0012087	0.07024	0.07145	990.27	1811.7	2802.0	2.6102	3.6006	6.2107
235.0	508.15	3063.	0.0012187	0.06403	0.06525	1013.83	1788.5	2802.3	2.6561	3.5194	6.1756
240.0	513.15	3348.	0.0012291	0.05843	0.05965	1037.60	1764.6	2802.2	2.7020	3.4386	6.1406
245.0	518.15	3652.	0.0012399	0.05337	0.05461	1061.58	1740.0	2801.6	2.7478	3.3579	6.1057
250.0	523.15	3978.	0.0012513	0.04879	0.05004	1085.78	1714.7	2800.4	2.7935	3.2773	6.0708
255.0	528.15	4325.	0.0012632	0.04463	0.04590	1110.23	1688.5	2798.7	2.8392	3.1968	6.0359
260.0	533.15	4694.	0.0012756	0.04086	0.04213	1134.94	1661.5	2796.4	2.8848	3.1161	6.0010
265.0	538.15	5088.	0.0012887	0.03742	0.03871	1159.93	1633.5	2793.5	2.9306	3.0353	5.9658
270.0	543.15	5506.	0.0013025	0.03429	0.03559	1185.23	1604.6	2789.9	2.9763	2.9541	5.9304
275.0	548.15	5950.	0.0013170	0.03142	0.03274	1210.86	1574.7	2785.5	3.0222	2.8725	5.8947
280.0	553.15	6420.	0.0013324	0.02879	0.03013	1236.84	1543.6	2780.4	3.0683	2.7903	5.8586
285.0	558.15	6919.	0.0013487	0.02638	0.02773	1263.21	1511.3	2774.5	3.1146	2.7074	5.8220
290.0	563.15	7446.	0.0013659	0.02417	0.02554	1290.01	1477.6	2767.6	3.1611	2.6237	5.7848
295.0	568.15	8004.	0.0013844	0.02213	0.02351	1317.27	1442.6	2759.8	3.2079	2.5389	5.7469
300.0	573.15	8593.	0.0014041	0.020245	0.021649	1345.05	1406.0	2751.0	3.2552	2.4529	5.7081
305.0	578.15	9214.	0.0014252	0.018502	0.019927	1373.40	1367.7	2741.1	3.3029	2.3656	5.6685
310.0	583.15	9870.	0.0014480	0.016886	0.018334	1402.39	1327.6	2730.0	3.3512	2.2766	5.6278
315.0	588.15	10561.	0.0014726	0.015383	0.016856	1432.09	1285.5	2717.6	3.4002	2.1856	5.5858
320.0	593.15	11289.	0.0014995	0.013980	0.015480	1462.60	1241.1	2703.7	3.4500	2.0923	5.5423
325.0	598.15	12056.	0.0015289	0.012666	0.014195	1494.93	1194.0	2688.0	3.5008	2.0061	5.4969
330.0	603.15	12863.	0.0015615	0.011428	0.012989	1528.52	1143.6	2670.2	3.5528	1.9262	5.4490
335.0	608.15	13712.	0.0015978	0.010256	0.011854	1563.25	1089.5	2649.7	3.6063	1.8514	5.3979
340.0	613.15	14605.	0.0016387	0.009142	0.010780	1599.47	1030.7	2626.2	3.6616	1.7811	5.3427
345.0	618.15	15545.	0.0016858	0.008077	0.009763	1632.52	966.4	2596.9	3.7193	1.7136	5.2828
350.0	623.15	16535.	0.0017411	0.007058	0.008799	1671.94	895.7	2567.7	3.7800	1.6476	5.2177
355.0	628.15	17577.	0.0018085	0.006051	0.007859	1716.63	813.8	2530.4	3.8439	1.5833	5.1442
360.0	633.15	18679.	0.0018859	0.005044	0.006940	1764.17	721.3	2485.4	3.9210	1.5209	5.0600
365.0	638.15	19833.	0.0020166	0.003996	0.006012	1817.96	610.0	2428.0	4.0021	1.4558	4.9579
370.0	643.15	21054.	0.0022136	0.002759	0.004973	1890.21	452.6	2342.6	4.1108	1.3936	4.8144
371.0	644.15	21306.	0.0022778	0.002446	0.004723	1910.50	407.4	2317.9	4.1414	1.3624	4.7738
372.0	645.15	21562.	0.0023636	0.002075	0.004439	1935.57	351.4	2287.0	4.1794	1.3446	4.7240
373.0	646.15	21820.	0.0024963	0.001588	0.004084	1970.50	273.5	2244.0	4.2326	1.3233	4.6559
374.0	647.15	22081.	0.0026427	0.000623	0.003466	2046.72	109.5	2156.2	4.3493	1.1992	4.5185
374.15	647.30	22120.	0.00317	0.0	0.00317	2107.37	0.0	2107.4	4.4429	0.0	4.4429

PROPERTIES OF SATURATED STEAM AND SATURATED WATER (PRESSURE)

TABLE 1

Press. kPa <i>p</i>	Temp. °C <i>t</i>	Volume, m ³ /kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg K			Energy, kJ/kg	
		Water <i>v_f</i>	Evap. <i>v_{fg}</i>	Steam <i>v_g</i>	Water <i>h_f</i>	Evap. <i>h_{fg}</i>	Steam <i>h_g</i>	Water <i>s_f</i>	Evap. <i>s_{fg}</i>	Steam <i>s_g</i>	Water <i>u_f</i>	Steam <i>u_g</i>
1.0	6.983	0.0010001	129.21	129.21	29.34	2485.0	2514.4	0.1060	8.87-6	8.9767	29.33	2385.2
1.1	8.360	0.0010001	118.04	118.04	35.20	2481.7	2516.9	0.1269	8.8149	8.9418	35.20	2387.1
1.2	9.668	0.0010002	108.70	108.70	40.60	2478.7	2519.3	0.1461	8.7640	8.9101	40.60	2388.9
1.3	10.866	0.0010003	100.76	100.76	45.62	2475.9	2521.5	0.1638	8.7171	8.8809	45.62	2390.5
1.4	11.985	0.0010004	93.92	93.92	50.31	2473.2	2523.5	0.1803	8.6737	8.8539	50.31	2392.0
1.5	13.036	0.0010006	87.98	87.98	54.71	2470.7	2525.5	0.1957	8.6332	8.8288	54.71	2393.5
1.6	14.026	0.0010007	82.76	82.77	58.86	2468.4	2527.3	0.2101	8.5952	8.8054	58.86	2394.8
1.8	15.855	0.0010010	74.03	74.03	66.52	2464.1	2530.6	0.2367	8.5240	8.7627	66.52	2397.4
2.0	17.513	0.0010012	67.01	67.01	73.46	2460.2	2533.6	0.2607	8.4639	8.7246	73.46	2399.6
2.2	19.031	0.0010015	61.23	61.23	79.61	2456.6	2536.4	0.2825	8.4077	8.6901	79.61	2401.7
2.4	20.433	0.0010019	56.39	56.39	85.67	2453.3	2539.0	0.3025	8.3563	8.6587	85.67	2403.6
2.6	21.737	0.0010021	52.28	52.28	91.12	2450.2	2541.3	0.3210	8.3049	8.6299	91.12	2405.4
2.8	22.955	0.0010024	48.74	48.74	96.22	2447.3	2543.6	0.3382	8.2650	8.6033	96.21	2407.1
3.0	24.100	0.0010027	45.67	45.67	101.00	2444.6	2545.6	0.3544	8.2241	8.5785	101.00	2408.6
3.5	26.694	0.0010033	39.48	39.48	111.85	2438.5	2550.4	0.3907	8.1325	8.5232	111.84	2412.2
4.0	28.983	0.0010040	34.80	34.80	121.41	2433.1	2554.5	0.4225	8.0510	8.4755	121.41	2415.3
4.5	31.035	0.0010046	31.14	31.14	129.99	2428.2	2558.2	0.4507	7.9827	8.4335	129.98	2418.1
5.0	32.898	0.0010052	28.19	28.19	137.77	2423.8	2561.6	0.4763	7.9197	8.3960	137.77	2420.6
5.5	34.605	0.0010058	25.77	25.77	144.91	2419.8	2564.7	0.4995	7.8626	8.3621	144.90	2422.9
6.0	36.183	0.0010064	23.74	23.74	151.50	2416.0	2567.5	0.5209	7.8104	8.3312	151.50	2425.1
6.5	37.651	0.0010069	22.015	22.016	157.64	2412.5	2570.2	0.5407	7.7622	8.3029	157.63	2427.0
7.0	39.025	0.0010074	20.530	20.531	163.38	2409.2	2572.6	0.5591	7.7176	8.2767	163.37	2428.9
7.5	40.316	0.0010079	19.238	19.239	168.77	2406.2	2574.9	0.5763	7.6740	8.2523	168.76	2430.6
8.0	41.534	0.0010084	18.104	18.105	173.86	2403.2	2577.1	0.5925	7.6370	8.2296	173.86	2432.3
9.0	43.787	0.0010094	16.203	16.204	183.28	2397.9	2581.1	0.6224	7.5657	8.1881	183.27	2435.3
10.	45.833	0.0010102	14.674	14.675	191.83	2392.9	2584.8	0.6493	7.5018	8.1511	191.82	2438.0
11.	47.710	0.0010111	13.415	13.416	199.68	2388.4	2588.1	0.6738	7.4439	8.1177	199.67	2440.5
12.	49.446	0.0010119	12.361	12.362	206.94	2384.3	2591.2	0.6963	7.3919	8.0872	206.93	2442.8
13.	51.062	0.0010126	11.465	11.466	213.70	2380.3	2594.0	0.7172	7.3420	8.0592	213.68	2445.0
14.	52.574	0.0010133	10.693	10.694	220.02	2376.7	2596.7	0.7367	7.2967	8.0334	220.01	2447.0
15.	53.997	0.0010140	10.022	10.023	225.97	2373.2	2599.2	0.7549	7.2544	8.0093	225.96	2448.9
16.	55.341	0.0010147	9.432	9.433	231.59	2370.0	2601.6	0.7721	7.2148	7.9869	231.58	2450.6
18.	57.826	0.0010160	8.444	8.445	241.99	2363.9	2605.9	0.8036	7.1424	7.9460	241.98	2453.9
20.	60.086	0.0010172	7.649	7.650	251.45	2358.4	2609.9	0.8321	7.0774	7.9094	251.43	2456.9
22.	62.162	0.0010183	6.994	6.995	260.14	2353.3	2613.5	0.8581	7.0194	7.8764	260.12	2459.6
24.	64.082	0.0010194	6.446	6.447	268.18	2348.6	2616.8	0.8820	6.9644	7.8464	268.16	2462.1
26.	65.871	0.0010204	5.979	5.980	275.67	2344.2	2619.9	0.9041	6.9147	7.8188	275.65	2464.4
28.	67.547	0.0010214	5.578	5.579	282.69	2340.0	2622.7	0.9248	6.8685	7.7933	282.66	2466.5
30.	69.124	0.0010223	5.228	5.229	289.30	2336.1	2625.4	0.9441	6.8254	7.7695	289.27	2468.6
35.	72.709	0.0010245	4.525	4.526	304.33	2327.2	2631.5	0.9878	6.7288	7.7166	304.29	2473.1
40.	75.886	0.0010265	3.992	3.993	317.65	2319.2	2636.9	1.0261	6.6448	7.6709	317.61	2477.1
45.	78.743	0.0010284	3.575	3.576	329.64	2312.0	2641.7	1.0603	6.5704	7.6307	329.59	2480.7
50.	81.345	0.0010301	3.239	3.240	340.56	2305.4	2646.0	1.0912	6.5035	7.5947	340.51	2484.0
55.	83.737	0.0010317	2.963	2.964	350.61	2299.3	2649.9	1.1194	6.4428	7.5623	350.56	2486.9
60.	85.954	0.0010333	2.731	2.732	359.93	2293.6	2653.6	1.1454	6.3873	7.5327	359.86	2489.7
65.	88.021	0.0010347	2.5335	2.5346	368.62	2288.3	2656.9	1.1696	6.3340	7.5055	368.55	2492.2
70.	89.959	0.0010361	2.3637	2.3647	376.77	2283.3	2660.1	1.1921	6.2843	7.4804	376.70	2494.5
75.	91.785	0.0010375	2.2158	2.2169	384.45	2278.6	2663.0	1.2131	6.2419	7.4570	384.37	2496.7
80.	93.512	0.0010387	2.0859	2.0870	391.72	2274.1	2665.8	1.2330	6.2022	7.4352	391.64	2498.8
90.	96.713	0.0010412	1.8662	1.8662	405.21	2265.6	2670.9	1.2696	6.1258	7.3954	405.11	2502.6
100.	99.632	0.0010434	1.6927	1.6937	417.51	2257.9	2675.4	1.3027	6.0571	7.3598	417.41	2506.1
110.	102.317	0.0010455	1.5482	1.5492	428.84	2250.8	2679.6	1.3330	5.9947	7.3277	428.73	2509.2
120.	104.808	0.0010476	1.4271	1.4281	439.36	2244.1	2683.4	1.3609	5.9375	7.2984	439.24	2512.1
130.	107.133	0.0010495	1.3240	1.3251	449.19	2237.8	2687.0	1.3868	5.8847	7.2715	449.05	2514.7
140.	109.315	0.0010513	1.2353	1.2363	458.42	2231.9	2690.3	1.4109	5.8356	7.2465	458.27	2517.2
150.	111.37	0.0010530	1.1580	1.1590	467.13	2226.2	2693.4	1.4336	5.7898	7.2234	466.97	2519.5
160.	113.32	0.0010547	1.0911	1.0911	475.38	2220.9	2696.2	1.4550	5.7447	7.2017	475.21	2521.7
180.	116.93	0.0010579	0.9762	0.9772	490.70	2210.8	2701.5	1.4944	5.6678	7.1622	490.51	2525.6
200.	120.23	0.0010608	0.8844	0.8854	504.70	2201.6	2706.3	1.5301	5.5967	7.1288	504.49	2529.2
220.	123.27	0.0010636	0.8088	0.8098	517.62	2193.0	2710.6	1.5627	5.5321	7.0949	517.39	2532.4
240.	126.09	0.0010663	0.7454	0.7465	529.63	2184.9	2714.5	1.5929	5.4728	7.0657	529.38	2535.4

PROPERTIES OF SATURATED STEAM AND SATURATED WATER (PRESSURE)

TABLE 1

Press. kPa p	Temp. °C t	Volume, m ³ /kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg K			Energy, kJ/kg	
		Water v_f	Evap. v_{fg}	Steam v_g	Water h_f	Evap. h_{fg}	Steam h_g	Water s_f	Evap. s_{fg}	Steam s_g	Water u_f	Steam u_g
240.	126.09	0.0010463	0.7454	0.7469	929.6	2184.9	2714.5	1.9929	9.4728	7.0697	929.38	2535.4
260.	128.73	0.0010488	0.6914	0.6929	940.9	2177.3	2718.2	1.9209	9.4180	7.0389	940.40	2538.1
280.	131.20	0.0010712	0.6450	0.6460	951.4	2170.1	2721.5	1.8471	9.3470	7.0140	951.14	2540.6
300.	133.54	0.0010739	0.6049	0.6056	961.4	2163.2	2724.7	1.8716	9.3193	6.9909	961.11	2543.0
350.	138.87	0.0010789	0.5229	0.5240	984.3	2147.4	2731.6	1.7273	9.2119	6.9392	983.89	2548.2
400.	143.62	0.0010839	0.4611	0.4622	1004.7	2133.0	2737.6	1.7764	9.1179	6.8943	1004.24	2552.7
450.	147.92	0.0010889	0.4127	0.4138	1023.2	2119.7	2742.9	1.8204	9.0343	6.8547	1022.67	2556.7
500.	151.84	0.0010928	0.3736	0.3747	1040.1	2107.4	2747.5	1.8604	8.9588	6.8192	1039.57	2560.2
550.	155.47	0.0010969	0.3414	0.3425	1055.8	2095.9	2751.7	1.8970	8.8900	6.7870	1055.20	2563.3
600.	158.84	0.0011009	0.3144	0.3155	1070.4	2085.0	2755.5	1.9308	8.8267	6.7575	1069.76	2566.2
650.	161.99	0.0011046	0.29138	0.29249	1084.1	2074.7	2758.9	1.9623	8.7681	6.7334	1083.42	2568.7
700.	164.96	0.0011082	0.27137	0.27268	1097.1	2064.9	2762.0	1.9918	8.7134	6.7052	1096.29	2571.1
750.	167.74	0.0011116	0.25431	0.25543	1109.3	2055.5	2764.8	2.0195	8.6621	6.6817	1108.47	2573.3
800.	170.41	0.0011150	0.23914	0.24026	1120.9	2046.9	2767.5	2.0457	8.6139	6.6596	1120.04	2575.3
900.	175.36	0.0011213	0.21369	0.21481	1142.6	2029.5	2772.1	2.0941	8.5290	6.6192	1141.63	2578.8
1000.	179.88	0.0011274	0.19317	0.19429	1162.6	2013.6	2776.2	2.1382	8.4446	6.5828	1161.48	2581.9
1100.	184.07	0.0011331	0.17629	0.17738	1181.1	1998.5	2779.7	2.1786	8.3711	6.5497	1179.88	2584.9
1200.	187.96	0.0011386	0.16206	0.16320	1198.4	1984.3	2782.7	2.2161	8.3033	6.5194	1197.06	2586.9
1300.	191.61	0.0011438	0.14998	0.15113	1214.7	1970.7	2785.4	2.2510	8.2403	6.4913	1213.21	2589.0
1400.	195.04	0.0011489	0.13997	0.14072	1230.1	1957.7	2787.8	2.2837	8.1814	6.4651	1228.47	2590.8
1500.	198.29	0.0011539	0.13050	0.13166	1244.7	1945.2	2789.9	2.3145	8.1261	6.4406	1242.93	2592.4
1600.	201.37	0.0011586	0.12253	0.12369	1258.6	1933.2	2791.7	2.3436	8.0739	6.4175	1256.71	2593.8
1800.	207.11	0.0011678	0.10915	0.11032	1284.6	1910.3	2794.8	2.3976	7.9775	6.3791	1282.47	2596.3
2000.	212.37	0.0011746	0.09836	0.09954	1308.6	1888.4	2797.2	2.4469	7.8898	6.3367	1306.24	2598.2
2200.	217.24	0.0011806	0.08947	0.09065	1331.0	1868.1	2799.1	2.4922	7.8093	6.3015	1328.35	2599.6
2400.	221.78	0.0011932	0.08201	0.08320	1351.9	1848.5	2800.4	2.5343	7.7347	6.2690	1349.07	2600.7
2600.	226.04	0.0012011	0.07565	0.07686	1371.7	1829.6	2801.4	2.5736	7.6651	6.2387	1368.60	2601.5
2800.	230.09	0.0012088	0.07018	0.07139	1390.5	1811.5	2802.0	2.6106	7.5998	6.2104	1387.10	2602.1
3000.	233.84	0.0012163	0.06541	0.06663	1408.4	1793.9	2802.3	2.6455	7.5382	6.1837	1404.70	2602.4
3500.	242.54	0.0012345	0.05579	0.05703	1449.8	1752.2	2802.0	2.7293	7.3976	6.1228	1445.44	2602.4
4000.	250.33	0.0012521	0.04890	0.04975	1487.4	1712.9	2800.3	2.7965	7.2720	6.0685	1482.4	2601.3
4500.	257.41	0.0012691	0.04277	0.04404	1522.1	1675.6	2797.7	2.8612	7.1579	6.0191	1516.4	2599.9
5000.	263.91	0.0012858	0.03814	0.03943	1554.9	1639.7	2794.2	2.9206	7.0529	5.9735	1548.0	2597.0
5500.	269.93	0.0013023	0.03433	0.03563	1584.9	1605.0	2789.9	2.9757	6.9552	5.9309	1577.7	2594.0
6000.	275.55	0.0013187	0.03112	0.03244	1613.7	1571.3	2785.0	3.0273	6.8638	5.8906	1605.8	2590.4
6500.	280.82	0.0013350	0.028384	0.029719	1641.1	1538.4	2779.5	3.0759	6.7768	5.8527	1632.9	2586.3
7000.	285.79	0.0013513	0.026022	0.027373	1667.4	1506.0	2773.5	3.1219	6.6943	5.8162	1659.0	2581.8
7500.	290.50	0.0013677	0.023959	0.025327	1692.7	1474.2	2766.9	3.1657	6.6193	5.7811	1684.4	2577.0
8000.	294.97	0.0013842	0.022141	0.023529	1717.1	1442.8	2759.9	3.2076	6.5505	5.7471	1709.0	2571.7
9000.	303.31	0.0014179	0.019078	0.020495	1763.7	1380.9	2744.6	3.2867	6.3953	5.6820	1751.0	2560.1
10000.	310.96	0.0014526	0.016589	0.018041	1808.0	1319.7	2727.7	3.3605	6.2593	5.6198	1793.9	2547.3
11000.	318.05	0.0014887	0.014517	0.016006	1850.4	1258.7	2709.3	3.4304	6.1291	5.5595	1834.2	2533.2
12000.	324.65	0.0015268	0.012756	0.014283	1891.8	1197.4	2689.2	3.4972	6.0030	5.5002	1873.4	2517.6
13000.	330.83	0.0015672	0.011230	0.012797	1932.0	1135.0	2667.0	3.5616	5.8792	5.4408	1911.4	2500.4
14000.	336.64	0.0016106	0.009884	0.011495	1971.6	1070.7	2642.4	3.6242	5.7560	5.3803	1949.1	2481.4
15000.	342.13	0.0016579	0.008682	0.010340	2011.0	1004.0	2615.0	3.6859	5.6320	5.3178	1986.1	2460.9
16000.	347.33	0.0017103	0.007597	0.009308	2050.5	934.3	2584.9	3.7471	5.5080	5.2531	2023.2	2436.0
17000.	352.26	0.0017696	0.006601	0.008371	2089.7	859.9	2551.6	3.8107	5.3748	5.1855	2061.4	2409.3
18000.	356.96	0.0018399	0.005658	0.007498	2128.4	779.1	2515.9	3.8765	5.2362	5.1126	2101.7	2378.9
19000.	361.43	0.0019260	0.004751	0.006678	2178.7	692.0	2470.6	3.9429	5.0903	5.0332	2142.1	2343.8
20000.	365.70	0.0020370	0.003840	0.005877	2230.5	591.9	2418.4	4.0149	4.9263	4.9412	2185.7	2300.8
21000.	369.78	0.0022015	0.002822	0.005023	2286.3	481.3	2347.6	4.1048	4.7175	4.8223	2246.0	2242.1
22000.	373.69	0.0023714	0.001956	0.004270	2341.1	364.5	2195.6	4.2047	4.2892	4.5799	2319.4	2113.6
22120.	374.15	0.00317	0.0	0.00317	2107.4	0.0	2107.4	4.4429	0.0	4.4429	2037.3	2037.3

PROPERTIES OF SUPERHEATED STEAM AND COMPRESSED WATER (TEMPERATURE AND PRESSURE)

Press.
 p , kPa
(t_s)

TABLE 2
Temperature, t , °C

		0.	20.	40.	60.	80.	100.	120.	140.	160.
v	0.0010002	135.23	144.47	153.71	162.95	172.19	181.42	190.66	199.89	
1.0 h	-0.0	2538.4	2575.9	2613.3	2650.6	2688.0	2725.5	2764.8	2802.9	
(6.983) s	-0.0002	9.0611	9.1842	9.3001	9.4096	9.5136	9.6125	9.7070	9.7975	
v	0.0010002	90.131	96.298	102.46	108.62	114.78	120.94	127.10	133.25	
1.5 h	-0.0	2538.4	2575.8	2613.2	2650.6	2688.6	2726.5	2764.6	2802.9	
(13.04) s	-0.0002	8.8736	8.9968	9.1127	9.2223	9.3263	9.4253	9.5198	9.6103	
v	0.0010002	67.382	72.211	76.837	81.459	86.080	90.700	95.319	99.936	
2.0 h	-0.0	2538.3	2575.6	2613.1	2650.7	2688.5	2726.4	2764.5	2802.8	
(17.51) s	-0.0002	8.7464	8.8637	8.9797	9.0894	9.1934	9.2924	9.3870	9.4775	
v	0.0010002	0.0010017	48.124	51.211	54.296	57.378	60.460	63.540	66.619	
3.0 h	-0.0	83.9	2575.4	2612.9	2650.6	2688.4	2726.3	2764.5	2802.8	
(24.16) s	-0.0002	0.2963	8.6760	8.7922	8.9019	9.0060	9.1051	9.1997	9.2902	
v	0.0010002	0.0010017	36.081	38.398	40.714	43.027	45.339	47.650	49.961	
4.0 h	-0.0	83.9	2575.2	2612.7	2650.4	2688.3	2726.2	2764.4	2802.7	
(28.98) s	-0.0002	0.2963	8.5426	8.6589	8.7688	8.8730	8.9721	9.0668	9.1573	
v	0.0010002	0.0010017	28.854	30.711	32.565	34.417	36.267	38.117	39.966	
5.0 h	-0.0	83.9	2574.9	2612.6	2650.3	2688.1	2726.1	2764.3	2802.6	
(32.90) s	-0.0002	0.2963	8.4390	8.5555	8.6655	8.7698	8.8690	8.9636	9.0542	
v	0.0010002	0.0010017	24.037	25.586	27.132	28.676	30.219	31.761	33.302	
6.0 h	-0.0	83.9	2574.7	2612.4	2650.1	2688.0	2726.0	2764.2	2802.6	
(36.18) s	-0.0002	0.2963	8.3543	8.4709	8.5810	8.6854	8.7846	8.8793	8.9700	
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	19.179	20.341	21.501	22.659	23.816	24.973	
8.0 h	-0.0	83.9	167.5	2612.0	2649.8	2687.6	2725.8	2764.1	2802.4	
(41.53) s	-0.0002	0.2963	0.5721	8.3372	8.4476	8.5521	8.6515	8.7463	8.8370	
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	15.336	16.266	17.195	18.123	19.050	19.975	
10.0 h	-0.0	83.9	167.5	2611.6	2649.5	2687.5	2725.6	2763.9	2802.3	
(49.83) s	-0.0002	0.2963	0.5721	8.2334	8.3439	8.4486	8.5481	8.6430	8.7338	
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	10.210	10.834	11.455	12.075	12.694	13.312	
15.0 h	-0.0	83.9	167.5	2610.6	2648.8	2686.9	2725.1	2763.5	2802.0	
(54.00) s	-0.0002	0.2963	0.5721	8.0440	8.1551	8.2601	8.3599	8.4551	8.5460	
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	0.0010171	8.1172	8.5847	9.0508	9.516	9.980	
20.0 h	-0.0	83.9	167.5	2591.1	2648.0	2686.3	2724.8	2763.1	2801.6	
(60.09) s	-0.0002	0.2963	0.5721	0.8310	8.0206	8.1261	8.2262	8.3215	8.4127	
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	0.0010171	5.4007	5.7144	6.0267	6.3379	6.6483	
30.0 h	-0.0	83.9	167.5	2591.1	2646.5	2685.1	2723.6	2762.3	2801.0	
(69.12) s	-0.0002	0.2963	0.5721	0.8310	7.8300	7.9363	8.0370	8.1329	8.2243	
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	0.0010171	4.9424	4.2792	4.5146	4.7489	4.9825	
40.0 h	-0.0	83.9	167.5	2591.1	2644.9	2683.8	2722.6	2761.4	2800.3	
(75.89) s	-0.0002	0.2963	0.5721	0.8310	7.6937	7.8009	7.9023	7.9985	8.0903	
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	0.0010171	0.0010292	3.4181	3.6974	3.7955	3.9829	
50.0 h	0.0	83.9	167.5	2591.1	334.9	2682.6	2721.6	2760.6	2799.6	
(81.35) s	-0.0002	0.2963	0.5721	0.8310	1.0753	7.6953	7.7972	7.8940	7.9861	
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	0.0010171	0.0010292	2.8440	3.0025	3.1599	3.3165	
60.0 h	0.0	83.9	167.5	2591.1	334.9	2681.3	2720.6	2759.8	2798.9	
(85.95) s	-0.0001	0.2963	0.5721	0.8310	1.0792	7.6089	7.7111	7.8083	7.9058	
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	0.0010171	0.0010292	2.1262	2.2464	2.3654	2.4836	
80.0 h	0.0	83.9	167.5	2591.1	334.9	2678.6	2718.6	2758.1	2797.5	
(93.51) s	-0.0001	0.2963	0.5721	0.8310	1.0792	7.4703	7.5742	7.6723	7.7655	
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	0.0010171	0.0010292	1.4955	1.7927	1.8886	1.9838	
100.0 h	0.1	84.0	167.5	2591.2	335.0	2674.2	2716.5	2756.4	2796.2	
(99.63) s	-0.0001	0.2963	0.5721	0.8309	1.0792	7.3618	7.4670	7.5662	7.6601	
v	0.0010001	0.0010017	0.0010077	0.0010171	0.0010291	0.0010437	1.1876	1.2929	1.3173	
150.0 h	0.1	84.0	167.6	2591.2	335.0	419.1	2711.2	2752.2	2792.7	
(111.4) s	-0.0001	0.2963	0.5721	0.8309	1.0792	1.3068	7.2693	7.3709	7.4667	
v	0.0010001	0.0010016	0.0010077	0.0010171	0.0010291	0.0010437	0.0010606	0.9349	0.9840	
200.0 h	0.2	84.0	167.6	2591.2	335.0	419.1	503.7	2747.8	2789.1	
(120.2) s	-0.0001	0.2963	0.5720	0.8309	1.0792	1.3068	1.5276	7.2298	7.3275	
v	0.0010001	0.0010016	0.0010077	0.0010170	0.0010291	0.0010436	0.0010606	0.6167	0.6506	
300.0 h	0.3	84.1	167.7	2591.3	335.1	419.2	503.8	2738.8	2781.8	
(133.5) s	-0.0001	0.2962	0.5720	0.8308	1.0791	1.3067	1.5275	7.0254	7.1271	
v	0.0010000	0.0010015	0.0010076	0.0010170	0.0010290	0.0010436	0.0010605	0.0010800	0.4837	
400.0 h	0.4	84.2	167.8	2591.4	335.2	419.3	503.9	2739.1	2774.2	
(143.6) s	-0.0001	0.2962	0.5720	0.8308	1.0790	1.3066	1.5274	1.7389	6.9805	

**PROPERTIES OF SUPERHEATED STEAM AND COMPRESSED WATER
(TEMPERATURE AND PRESSURE)**

TABLE 2

Temperature, t , °C

Press.
 p , kPa

180.	200.	220.	240.	260.	280.	300.	320.	340.	
209.12 2841.4 9.8843	218.35 2880.1 9.9679	227.58 2919.0 10.0484	236.82 2958.1 10.1262	246.05 2997.4 10.2014	255.28 3037.0 10.2743	264.51 3076.8 10.3490	273.74 3114.9 10.4137	282.97 3157.2 10.4805	ν h s 1.0
139.41 2841.4 9.6972	145.56 2880.0 9.7807	151.72 2918.9 9.8612	157.87 2958.1 9.9390	164.03 2997.4 10.0142	170.18 3037.0 10.0871	176.34 3076.8 10.1578	182.49 3114.9 10.2268	188.64 3157.2 10.2934	ν h s 1.5
104.55 2841.3 9.5643	109.17 2880.0 9.6479	113.79 2918.9 9.7284	118.40 2958.0 9.8062	123.02 2997.4 9.8814	127.64 3037.0 9.9543	132.25 3076.8 10.0251	136.87 3114.9 10.0938	141.48 3157.2 10.1606	ν h s 2.0
69.698 2841.3 9.3771	72.777 2880.0 9.4607	75.855 2918.9 9.5412	78.933 2958.0 9.6190	82.010 2997.4 9.6943	85.088 3037.0 9.7672	88.165 3076.8 9.8379	91.242 3114.9 9.9068	94.320 3157.2 9.9735	ν h s 3.0
52.270 2841.2 9.2443	54.580 2879.9 9.3279	56.889 2918.8 9.4084	59.197 2958.0 9.4862	61.506 2997.3 9.5615	63.814 3036.9 9.6344	66.122 3076.8 9.7051	68.430 3116.8 9.7738	70.738 3157.2 9.8407	ν h s 4.0
41.814 2841.2 9.1412	43.661 2879.9 9.2248	45.509 2918.8 9.3054	47.356 2957.9 9.3832	49.203 2997.3 9.4584	51.050 3036.9 9.5313	52.897 3076.7 9.6021	54.743 3116.8 9.6708	56.590 3157.1 9.7377	ν h s 5.0
34.843 2841.1 9.0569	36.383 2879.8 9.1406	37.922 2918.8 9.2212	39.462 2957.9 9.2990	41.001 2997.3 9.3742	42.540 3036.9 9.4472	44.079 3076.7 9.5179	45.618 3116.8 9.5866	47.157 3157.1 9.6535	ν h s 6.0
26.129 2841.0 8.9240	27.284 2879.7 9.0077	28.439 2918.7 9.0883	29.594 2957.8 9.1661	30.749 2997.2 9.2414	31.903 3036.8 9.3143	33.058 3076.7 9.3851	34.212 3116.8 9.4538	35.367 3157.1 9.5207	ν h s 8.0
20.900 2840.9 8.8208	21.825 2879.6 8.9045	22.750 2918.6 8.9852	23.674 2957.8 9.0630	24.598 2997.2 9.1383	25.521 3036.8 9.2113	26.445 3076.6 9.2820	27.369 3116.7 9.3508	28.292 3157.0 9.4177	ν h s 10.0
13.929 2840.8 8.6332	14.546 2879.4 8.7170	15.163 2918.4 8.7977	15.780 2957.6 8.8757	16.396 2997.0 8.9510	17.012 3036.6 9.0240	17.628 3076.5 9.0948	18.244 3116.6 9.1635	18.860 3157.0 9.2304	ν h s 15.0
10.444 2840.3 8.5000	10.907 2879.2 8.5839	11.370 2918.2 8.6647	11.832 2957.4 8.7426	12.295 2996.9 8.8180	12.757 3036.5 8.8910	13.219 3076.4 8.9618	13.681 3116.5 9.0306	14.143 3156.9 9.0975	ν h s 20.0
6.9582 2839.8 8.3119	7.2675 2878.7 8.3960	7.5766 2917.8 8.4769	7.8854 2957.1 8.5550	8.1940 2996.6 8.6305	8.5024 3036.2 8.7035	8.8108 3076.1 8.7744	9.1190 3116.3 8.8432	9.4272 3156.7 8.9102	ν h s 30.0
5.2154 2839.2 8.1782	5.4478 2878.2 8.2625	5.6800 2917.4 8.3435	5.9118 2956.7 8.4217	6.1435 2996.3 8.4973	6.3751 3036.0 8.5704	6.6065 3075.9 8.6413	6.8378 3116.1 8.7102	7.0690 3156.5 8.7772	ν h s 40.0
4.1697 2838.6 8.0742	4.3560 2877.7 8.1587	4.5420 2917.0 8.2399	4.7277 2956.4 8.3182	4.9133 2995.9 8.3939	5.0986 3035.7 8.4671	5.2839 3075.7 8.5380	5.4691 3115.9 8.6070	5.6542 3156.3 8.6740	ν h s 50.0
3.4726 2838.1 7.9891	3.6281 2877.3 8.0738	3.7833 2916.6 8.1552	3.9383 2956.0 8.2336	4.0931 2995.6 8.3093	4.2477 3035.4 8.3826	4.4022 3075.4 8.4536	4.5566 3115.6 8.5226	4.7109 3156.1 8.5896	ν h s 60.0
2.6311 2836.9 7.8544	2.7183 2876.3 7.9395	2.8350 2915.8 8.0212	2.9515 2955.3 8.0998	3.0678 2995.0 8.1757	3.1840 3034.9 8.2491	3.3000 3075.0 8.3202	3.4166 3115.2 8.3893	3.5319 3155.7 8.4564	ν h s 80.0
2.0783 2835.8 7.7495	2.1723 2875.4 7.8349	2.2660 2915.0 7.9169	2.3595 2954.6 7.9958	2.4527 2994.4 8.0719	2.5458 3034.4 8.1454	2.6387 3074.5 8.2166	2.7316 3114.8 8.2857	2.8244 3155.3 8.3529	ν h s 100.0
1.3811 2832.9 7.5574	1.4444 2872.9 7.6439	1.5073 2912.9 7.7266	1.5700 2952.9 7.8061	1.6325 2992.9 7.8826	1.6948 3033.0 7.9565	1.7570 3073.3 8.0280	1.8191 3113.7 8.0973	1.8812 3154.3 8.1646	ν h s 150.0
1.0325 2830.0 7.4196	1.0804 2870.5 7.5072	1.1280 2910.8 7.5907	1.1753 2951.1 7.6707	1.2224 2991.4 7.7477	1.2693 3031.7 7.8219	1.3162 3072.1 7.8937	1.3629 3112.6 7.9632	1.4095 3153.3 8.0307	ν h s 200.0
0.6837 2824.0 7.2222	0.7164 2865.5 7.3119	0.7486 2906.6 7.3971	0.7805 2947.5 7.4783	0.8123 2988.2 7.5562	0.8438 3028.9 7.6311	0.8753 3069.7 7.7034	0.9066 3110.5 7.7734	0.9379 3151.4 7.8412	ν h s 300.0
0.5093 2817.8 7.0788	0.5343 2860.4 7.1708	0.5589 2902.3 7.2576	0.5831 2943.9 7.3402	0.6072 2985.1 7.4190	0.6311 3026.2 7.4947	0.6549 3067.2 7.5675	0.6785 3108.3 7.6379	0.7021 3149.4 7.7061	ν h s 400.0

PROPERTIES OF SUPERHEATED STEAM AND COMPRESSED WATER (TEMPERATURE AND PRESSURE)

Press.
 p , kPa
(t_s)

TABLE 2
Temperature, t , °C

	360.	380.	400.	420.	440.	460.	480.	500.	520.
v	292.29	301.43	310.66	319.89	329.12	338.35	347.58	356.81	366.04
1.0 h	3197.8	3238.6	3279.7	3321.1	3362.7	3404.6	3446.8	3489.2	3531.9
(6.983) s	10.5457	10.8091	10.6711	10.7317	10.7909	10.8488	10.9056	10.9612	11.0157
v	194.80	200.95	207.11	213.26	219.41	225.57	231.72	237.87	244.03
1.5 h	3197.8	3238.6	3279.7	3321.1	3362.7	3404.6	3446.8	3489.2	3531.9
(13.04) s	10.3585	10.4220	10.4840	10.5445	10.6037	10.6617	10.7184	10.7741	10.8286
v	146.10	150.71	155.33	159.94	164.56	169.17	173.79	178.41	183.02
2.0 h	3197.8	3238.6	3279.7	3321.1	3362.7	3404.6	3446.8	3489.2	3531.9
(17.51) s	10.2257	10.2892	10.3512	10.4118	10.4710	10.5289	10.5857	10.6413	10.6958
v	97.397	100.47	103.55	106.63	109.71	112.78	115.86	118.94	122.01
3.0 h	3197.8	3238.6	3279.7	3321.1	3362.7	3404.6	3446.8	3489.2	3531.9
(24.10) s	10.0386	10.1021	10.1641	10.2246	10.2838	10.3418	10.3985	10.4541	10.5087
v	73.046	75.354	77.662	79.970	82.278	84.586	86.893	89.201	91.509
4.0 h	3197.7	3238.6	3279.7	3321.0	3362.7	3404.6	3446.7	3489.2	3531.9
(28.98) s	9.9058	9.9693	10.0313	10.0918	10.1510	10.2090	10.2657	10.3214	10.3759
v	58.436	60.283	62.129	63.975	65.822	67.668	69.514	71.360	73.207
5.0 h	3197.7	3238.6	3279.7	3321.0	3362.7	3404.6	3446.7	3489.2	3531.9
(32.90) s	9.8028	9.8663	9.9283	9.9888	10.0480	10.1060	10.1627	10.2184	10.2729
v	48.696	50.235	51.773	53.312	54.851	56.389	57.928	59.467	61.005
6.0 h	3197.7	3238.5	3279.6	3321.0	3362.6	3404.5	3446.7	3489.2	3531.9
(36.18) s	9.7186	9.7821	9.8441	9.9047	9.9639	10.0218	10.0786	10.1342	10.1888
v	36.521	37.675	38.829	39.983	41.137	42.291	43.445	44.599	45.753
8.0 h	3197.7	3238.5	3279.6	3321.0	3362.6	3404.5	3446.7	3489.1	3531.9
(41.53) s	9.5858	9.6493	9.7113	9.7719	9.8311	9.8890	9.9458	10.0014	10.0560
v	29.216	30.139	31.062	31.986	32.909	33.832	34.756	35.679	36.602
10.0 h	3197.6	3238.5	3279.6	3321.0	3362.6	3404.5	3446.7	3489.1	3531.9
(45.83) s	9.4628	9.5463	9.6083	9.6689	9.7281	9.7860	9.8428	9.8984	9.9530
v	19.475	20.091	20.707	21.323	21.938	22.554	23.169	23.785	24.400
15.0 h	3197.5	3238.4	3279.5	3320.9	3362.5	3404.4	3446.6	3489.1	3531.8
(54.00) s	9.2956	9.3591	9.4211	9.4817	9.5409	9.5988	9.6556	9.7112	9.7658
v	14.605	15.067	15.529	15.991	16.453	16.914	17.376	17.838	18.300
20.0 h	3197.5	3238.3	3279.4	3320.8	3362.5	3404.4	3446.6	3489.0	3531.8
(60.09) s	9.1627	9.2262	9.2882	9.3488	9.4081	9.4660	9.5228	9.5784	9.6330
v	9.7353	10.043	10.351	10.659	10.967	11.275	11.583	11.891	12.199
30.0 h	3197.3	3238.2	3279.3	3320.7	3362.3	3404.2	3446.4	3488.9	3531.6
(69.12) s	8.9754	9.0389	9.1010	9.1615	9.2208	9.2788	9.3355	9.3912	9.4458
v	7.3002	7.5314	7.7625	7.9935	8.2246	8.4556	8.6866	8.9176	9.1485
40.0 h	3197.1	3238.0	3279.1	3320.5	3362.2	3404.1	3446.3	3488.8	3531.5
(75.89) s	8.8424	8.9060	8.9680	9.0286	9.0879	9.1459	9.2027	9.2583	9.3129
v	5.8392	6.0242	6.2091	6.3941	6.5790	6.7638	6.9487	7.1335	7.3183
50.0 h	3196.9	3237.8	3279.0	3320.4	3362.1	3404.0	3446.2	3488.7	3531.4
(81.35) s	8.7392	8.8028	8.8649	8.9255	8.9848	9.0428	9.0996	9.1552	9.2098
v	4.8652	5.0194	5.1736	5.3277	5.4819	5.6360	5.7900	5.9441	6.0981
60.0 h	3196.7	3237.7	3278.8	3320.2	3361.9	3403.9	3446.1	3488.6	3531.3
(85.95) s	8.6549	8.7185	8.7806	8.8412	8.9005	8.9585	9.0153	9.0710	9.1256
v	3.6477	3.7634	3.8792	3.9948	4.1105	4.2261	4.3418	4.4574	4.5729
80.0 h	3196.4	3237.3	3278.5	3320.0	3361.7	3403.6	3445.9	3488.4	3531.1
(93.91) s	8.5217	8.5854	8.6475	8.7081	8.7675	8.8255	8.8823	8.9380	8.9926
v	2.9172	3.0098	3.1025	3.1951	3.2877	3.3803	3.4728	3.5653	3.6578
100.0 h	3196.0	3237.0	3278.2	3319.7	3361.4	3403.4	3445.6	3488.1	3530.9
(99.63) s	8.4183	8.4820	8.5442	8.6049	8.6642	8.7223	8.7791	8.8348	8.8894
v	1.9431	2.0051	2.0669	2.1288	2.1906	2.2524	2.3142	2.3759	2.4377
150.0 h	3195.1	3236.2	3277.5	3319.0	3360.7	3402.8	3445.0	3487.6	3530.4
(111.4) s	8.2301	8.2940	8.3562	8.4170	8.4764	8.5345	8.5914	8.6472	8.7018
v	1.4561	1.5027	1.5492	1.5958	1.6421	1.6885	1.7349	1.7812	1.8276
200.0 h	3194.2	3235.4	3276.7	3318.1	3360.1	3402.1	3444.5	3487.0	3529.9
(120.2) s	8.0964	8.1603	8.2226	8.2835	8.3429	8.4011	8.4581	8.5139	8.5686
v	0.9691	1.0003	1.0314	1.0625	1.0935	1.1245	1.1556	1.1865	1.2175
300.0 h	3192.4	3233.7	3275.2	3316.8	3358.8	3400.9	3443.3	3486.0	3528.9
(133.5) s	7.9072	7.9713	8.0338	8.0949	8.1545	8.2128	8.2698	8.3257	8.3805
v	0.7256	0.7491	0.7725	0.7959	0.8192	0.8426	0.8659	0.8892	0.9125
400.0 h	3190.6	3232.1	3273.6	3315.4	3357.4	3399.7	3442.1	3484.9	3527.8
(143.6) s	7.7723	7.8367	7.8994	7.9606	8.0203	8.0787	8.1359	8.1919	8.2468

**PROPERTIES OF SUPERHEATED STEAM AND COMPRESSED WATER
(TEMPERATURE AND PRESSURE)**

TABLE 2
Temperature, t , °C

Press.
 p , kPa

540.	560.	580.	600.	625.	650.	700.	750.	800.	
375.27 3574.9 11.0693	384.50 3618.2 11.1218	393.74 3661.8 11.1735	402.97 3705.6 11.2243	414.50 3760.8 11.2866	426.04 3816.4 11.3476	449.12 3928.9 11.4663	472.19 4043.0 11.5807	495.27 v 4158.7 h 11.6911 s	1.0
250.18 3574.9 10.8821	256.34 3618.2 10.9347	262.49 3661.8 10.9864	268.64 3705.6 11.0372	274.33 3760.8 11.0995	284.03 3816.4 11.1605	299.41 3928.9 11.2792	314.79 4043.0 11.3935	330.18 v 4158.7 h 11.5040 s	1.5
187.64 3574.9 10.7494	192.25 3618.2 10.8019	196.87 3661.8 10.8536	201.48 3705.6 10.9044	207.25 3760.8 10.9667	213.02 3816.4 11.0277	224.56 3928.8 11.1464	236.10 4043.0 11.2608	247.63 v 4158.7 h 11.3712 s	2.0
125.09 3574.9 10.5622	128.17 3618.2 10.6148	131.24 3661.8 10.6665	134.32 3705.6 10.7173	138.17 3760.8 10.7796	142.01 3816.4 10.8406	149.70 3928.8 10.9593	159.40 4043.0 11.0736	165.09 v 4158.7 h 11.1841 s	3.0
93.817 3574.9 10.4295	96.124 3618.2 10.4820	98.432 3661.7 10.5337	100.74 3705.6 10.5845	103.62 3760.8 10.6468	106.51 3816.4 10.7078	112.28 3928.8 10.8265	118.05 4043.0 10.9409	123.82 v 4158.7 h 11.0513 s	4.0
75.053 3574.9 10.3265	76.899 3618.2 10.3790	78.745 3661.7 10.4307	80.592 3705.6 10.4815	82.899 3760.7 10.5438	85.207 3816.3 10.6049	89.822 3928.8 10.7235	94.438 4043.0 10.8379	99.093 v 4158.7 h 10.9483 s	5.0
62.544 3574.9 10.2423	64.082 3618.2 10.2949	65.621 3661.7 10.3466	67.159 3705.6 10.3973	69.082 3760.7 10.4596	71.005 3816.3 10.5207	74.852 3928.8 10.6394	78.698 4043.0 10.7537	82.544 v 4158.7 h 10.8642 s	6.0
46.907 3574.9 10.1095	48.061 3618.2 10.1621	49.215 3661.7 10.2138	50.369 3705.5 10.2646	51.811 3760.7 10.3269	53.254 3816.3 10.3879	56.138 3928.8 10.5066	59.023 4043.0 10.6210	61.908 v 4158.7 h 10.7314 s	8.0
37.525 3574.9 10.0065	38.448 3618.1 10.0591	39.372 3661.7 10.1108	40.295 3705.5 10.1616	41.449 3760.7 10.2239	42.603 3816.3 10.2849	44.910 3928.8 10.4036	47.218 4042.9 10.5180	49.526 v 4158.7 h 10.6284 s	10.0
25.016 3574.8 9.8194	25.632 3618.1 9.8719	26.247 3661.7 9.9236	26.863 3705.5 9.9744	27.632 3760.7 10.0367	28.401 3816.3 10.0978	29.940 3928.8 10.2164	31.478 4042.9 10.3308	33.017 v 4158.7 h 10.4413 s	15.0
18.761 3574.8 9.6865	19.223 3618.0 9.7391	19.685 3661.6 9.7908	20.146 3705.4 9.8416	20.723 3760.6 9.9039	21.300 3816.2 9.9650	22.455 3928.7 10.0836	23.609 4042.9 10.1980	24.762 v 4158.7 h 10.3085 s	20.0
12.507 3574.7 9.4993	12.815 3618.0 9.5519	13.122 3661.5 9.6036	13.430 3705.4 9.6544	13.815 3760.6 9.7167	14.200 3816.2 9.7778	14.969 3928.7 9.8965	15.739 4042.8 10.0109	16.508 v 4158.6 h 10.1213 s	30.0
9.3795 3574.6 9.3665	9.6104 3617.9 9.4191	9.8413 3661.4 9.4708	10.072 3705.3 9.5216	10.361 3760.5 9.5839	10.649 3816.1 9.6450	11.227 3928.6 9.7636	11.804 4042.8 9.8780	12.381 v 4158.6 h 9.9885 s	40.0
7.5031 3574.5 9.2634	7.6878 3617.8 9.3160	7.8726 3661.3 9.3677	8.0574 3705.2 9.4185	8.2883 3760.4 9.4808	8.5192 3816.0 9.5419	8.9810 3928.6 9.6686	9.4427 4042.7 9.7750	9.9044 v 4158.5 h 9.8855 s	50.0
6.2521 3574.4 9.1792	6.4062 3617.7 9.2318	6.5602 3661.3 9.2835	6.7141 3705.1 9.3343	6.9066 3760.3 9.3966	7.0991 3816.0 9.4577	7.4839 3928.5 9.5764	7.8687 4042.7 9.6908	8.2535 v 4158.5 h 9.8013 s	60.0
4.6885 3574.2 9.0462	4.8040 3617.5 9.0988	4.9196 3661.1 9.1506	5.0351 3705.0 9.2014	5.1795 3760.2 9.2637	5.3239 3815.8 9.3248	5.6126 3928.4 9.4436	5.9013 4042.6 9.5580	6.1899 v 4158.4 h 9.6685 s	80.0
3.7503 3574.0 8.9431	3.8428 3617.3 8.9957	3.9352 3660.9 9.0474	4.0277 3704.8 9.0982	4.1432 3760.0 9.1606	4.2588 3815.7 9.2217	4.4898 3928.2 9.3405	4.7208 4042.5 9.4549	4.9517 v 4158.3 h 9.5654 s	100.0
2.4994 3573.5 8.7555	2.5611 3616.9 8.8082	2.6228 3660.5 8.8599	2.6845 3704.4 8.9108	2.7616 3759.6 8.9732	2.8386 3815.3 9.0343	2.9927 3927.9 9.1531	3.1468 4042.2 9.2676	3.3008 v 4158.0 h 9.3781 s	150.0
1.8739 3573.0 8.6223	1.9202 3616.4 8.6750	1.9666 3660.0 8.7268	2.0129 3704.0 8.7776	2.0707 3759.3 8.8401	2.1286 3815.0 8.9012	2.2442 3927.6 9.0201	2.3598 4041.9 9.1346	2.4794 v 4157.8 h 9.2452 s	200.0
1.2485 3572.0 8.4343	1.2794 3615.5 8.4870	1.3103 3659.2 8.5389	1.3412 3703.2 8.5898	1.3799 3758.5 8.6523	1.4185 3814.2 8.7135	1.4957 3927.0 8.8325	1.5728 4041.4 8.9471	1.6499 v 4157.3 h 9.0577 s	300.0
0.9357 3571.1 8.3006	0.9590 3614.6 8.3534	0.9822 3658.3 8.4053	1.0054 3702.3 8.4563	1.0344 3757.7 8.5189	1.0634 3813.5 8.5802	1.1214 3926.4 8.6992	1.1793 4040.8 8.8139	1.2372 v 4156.9 h 8.9248 s	400.0

PROPERTIES OF SUPERHEATED STEAM AND COMPRESSED WATER (TEMPERATURE AND PRESSURE)

Press.
 p , kPa
(t_s)

TABLE 2
Temperature, t , °C

		0.	20.	40.	60.	80.	100.	120.	140.	160.
500.0 (151.8)	v	0.0010000	0.0010015	0.0010076	0.0010169	0.0010290	0.0010435	0.0010605	0.0010800	0.38347
	h	0.5	84.3	167.9	251.5	335.3	419.4	503.9	589.2	2766.4
	s	-0.0001	0.2962	0.5719	0.8307	1.0790	1.3066	1.5273	1.7388	0.8631
600.0 (158.6)	v	0.0009999	0.0010015	0.0010075	0.0010169	0.0010289	0.0010434	0.0010604	0.0010799	0.31655
	h	0.6	84.4	168.0	251.6	335.4	419.4	504.0	589.3	2798.2
	s	-0.0001	0.2962	0.5719	0.8307	1.0749	1.3069	1.5272	1.7387	0.7640
800.0 (170.4)	v	0.0009998	0.0010014	0.0010075	0.0010168	0.0010288	0.0010433	0.0010603	0.0010798	0.0011021
	h	0.8	84.6	168.2	251.7	335.5	419.6	504.1	589.4	675.6
	s	-0.0001	0.2961	0.5718	0.8306	1.0748	1.3063	1.5270	1.7389	1.9423
1000.0 (179.9)	v	0.0009997	0.0010013	0.0010074	0.0010167	0.0010287	0.0010432	0.0010602	0.0010796	0.0011019
	h	1.0	84.8	168.3	251.9	335.7	419.7	504.3	589.5	675.7
	s	-0.0001	0.2961	0.5717	0.8303	1.0746	1.3062	1.5269	1.7383	1.9420
1500.0 (198.3)	v	0.0009995	0.0010010	0.0010071	0.0010165	0.0010285	0.0010430	0.0010599	0.0010793	0.0011016
	h	1.5	85.3	168.8	252.3	336.1	420.1	504.6	589.8	676.0
	s	-0.0000	0.2960	0.5715	0.8302	1.0743	1.3058	1.5264	1.7378	1.9414
2000.0 (212.4)	v	0.0009992	0.0010008	0.0010069	0.0010162	0.0010282	0.0010427	0.0010596	0.0010790	0.0011012
	h	2.0	85.7	169.2	252.7	336.5	420.5	505.0	590.2	676.3
	s	0.0000	0.2959	0.5713	0.8299	1.0740	1.3054	1.5260	1.7373	1.9408
3000.0 (233.8)	v	0.0009987	0.0010004	0.0010065	0.0010158	0.0010278	0.0010422	0.0010590	0.0010783	0.0011005
	h	3.0	86.7	170.1	253.6	337.3	421.2	505.7	590.8	676.9
	s	0.0001	0.2957	0.5709	0.8294	1.0733	1.3046	1.5251	1.7362	1.9396
4000.0 (250.3)	v	0.0009982	0.0009999	0.0010060	0.0010153	0.0010273	0.0010417	0.0010584	0.0010777	0.0010997
	h	4.0	87.6	171.0	254.4	338.1	422.0	506.4	591.5	677.9
	s	0.0002	0.2955	0.5706	0.8289	1.0726	1.3038	1.5242	1.7352	1.9385
5000.0 (263.9)	v	0.0009977	0.0009995	0.0010056	0.0010149	0.0010268	0.0010412	0.0010579	0.0010771	0.0010990
	h	5.1	88.6	171.9	255.3	338.8	422.7	507.1	592.1	678.1
	s	0.0002	0.2952	0.5702	0.8283	1.0720	1.3030	1.5233	1.7342	1.9373
6000.0 (275.5)	v	0.0009972	0.0009990	0.0010052	0.0010144	0.0010263	0.0010406	0.0010573	0.0010764	0.0010983
	h	6.1	89.5	172.7	256.1	339.6	423.5	507.8	592.8	678.6
	s	0.0003	0.2950	0.5698	0.8278	1.0713	1.3023	1.5224	1.7332	1.9361
8000.0 (295.0)	v	0.0009962	0.0009981	0.0010043	0.0010135	0.0010254	0.0010396	0.0010562	0.0010752	0.0010968
	h	8.1	91.4	174.5	257.8	341.2	425.0	509.2	594.1	679.8
	s	0.0004	0.2946	0.5690	0.8267	1.0700	1.3007	1.5206	1.7311	1.9338
10000.0 (311.0)	v	0.0009953	0.0009972	0.0010034	0.0010127	0.0010245	0.0010386	0.0010551	0.0010739	0.0010954
	h	10.1	93.2	176.3	259.4	342.8	426.5	510.6	595.4	681.0
	s	0.0005	0.2942	0.5682	0.8257	1.0687	1.2992	1.5188	1.7291	1.9315
15000.0 (342.1)	v	0.0009928	0.0009950	0.0010013	0.0010105	0.0010221	0.0010361	0.0010523	0.0010709	0.0010919
	h	15.1	97.9	180.7	263.6	346.8	430.3	514.2	598.7	684.0
	s	0.0007	0.2931	0.5663	0.8230	1.0655	1.2954	1.5144	1.7241	1.9258
20000.0 (365.7)	v	0.0009904	0.0009929	0.0009992	0.0010083	0.0010199	0.0010337	0.0010497	0.0010679	0.0010886
	h	20.1	102.5	185.1	267.8	350.8	434.0	517.7	602.0	687.1
	s	0.0008	0.2919	0.5643	0.8204	1.0623	1.2916	1.5101	1.7192	1.9203
30000.0	v	0.0009857	0.0009886	0.0009951	0.0010041	0.0010155	0.0010289	0.0010445	0.0010621	0.0010821
	h	30.0	111.7	193.8	276.1	358.7	441.6	524.9	608.7	693.3
	s	0.0008	0.2895	0.5604	0.8153	1.0560	1.2843	1.5017	1.7097	1.9095
40000.0	v	0.0009811	0.0009845	0.0009910	0.0010001	0.0010112	0.0010244	0.0010395	0.0010567	0.0010760
	h	39.7	120.8	202.5	284.5	366.7	449.2	532.1	615.5	699.6
	s	0.0004	0.2870	0.5565	0.8102	1.0498	1.2771	1.4935	1.7004	1.8991
50000.0	v	0.0009767	0.0009804	0.0009872	0.0009961	0.0010071	0.0010200	0.0010347	0.0010514	0.0010701
	h	49.3	129.9	211.2	292.8	374.7	456.8	539.4	622.4	705.9
	s	-0.0002	0.2843	0.5525	0.8052	1.0438	1.2701	1.4856	1.6915	1.8890
60000.0	v	0.0009723	0.0009765	0.0009834	0.0009923	0.0010031	0.0010157	0.0010301	0.0010464	0.0010645
	h	58.8	138.9	219.8	301.1	382.6	464.5	546.6	629.2	712.4
	s	-0.0012	0.2815	0.5486	0.8002	1.0379	1.2633	1.4778	1.6828	1.8793
80000.0	v	0.0009641	0.0009689	0.0009760	0.0009849	0.0009954	0.0010076	0.0010214	0.0010368	0.0010540
	h	77.5	156.6	236.9	317.6	398.5	479.7	561.3	643.2	725.5
	s	-0.0037	0.2756	0.5406	0.7904	1.0264	1.2501	1.4627	1.6661	1.8607
100000.0	v	0.0009565	0.0009616	0.0009690	0.0009779	0.0009882	0.0009999	0.0010132	0.0010279	0.0010443
	h	95.9	174.0	253.8	334.0	414.4	495.1	576.0	657.2	738.9
	s	-0.0067	0.2692	0.5325	0.7808	1.0152	1.2373	1.4486	1.6502	1.8431

**PROPERTIES OF SUPERHEATED STEAM AND COMPRESSED WATER
(TEMPERATURE AND PRESSURE)**

TABLE 2
Temperature, t , °C

Press.
 p , kPa

190.	200.	220.	240.	260.	280.	300.	320.	340.	
0.4045 2811.4 6.9647	0.4250 2855.1 7.0592	0.4450 2898.0 7.1478	0.4647 2940.1 7.2317	0.4841 2981.9 7.3115	0.5034 3023.4 7.3879	0.5226 3064.8 7.4614	0.5416 3106.1 7.5322	0.5606 ν 3147.4 h 7.6008 s	500.0
0.3346 2804.8 6.8691	0.3520 2849.7 6.9662	0.3690 2893.5 7.0567	0.3857 2936.4 7.1419	0.4021 2978.7 7.2228	0.4183 3020.4 7.3000	0.4344 3062.3 7.3740	0.4504 3103.9 7.4454	0.4663 ν 3145.4 h 7.5143 s	600.0
0.2471 2791.1 6.7122	0.2608 2838.6 6.8148	0.2740 2884.2 6.9094	0.2869 2928.6 6.9976	0.2995 2972.1 7.0807	0.3119 3014.9 7.1595	0.3241 3057.3 7.2348	0.3363 3099.4 7.3070	0.3483 ν 3141.4 h 7.3767 s	800.0
0.1944 2776.5 6.5835	0.2059 2826.8 6.6922	0.2169 2874.6 6.7911	0.2276 2920.6 6.8825	0.2379 2965.2 6.9680	0.2480 3009.0 7.0485	0.2580 3052.1 7.1251	0.2678 3094.9 7.1984	0.2776 ν 3137.4 h 7.2689 s	1000.0
0.0011271 763.4 2.1386	0.1324 2794.7 6.4508	0.1406 2848.6 6.5624	0.1483 2899.2 6.6630	0.1556 2947.3 6.7550	0.1628 2993.7 6.8405	0.1697 3038.9 6.9207	0.1765 3083.3 6.9967	0.1832 ν 3127.0 h 7.0693 s	1500.0
0.0011267 763.6 2.1379	0.0011560 852.6 2.3300	0.1021 2819.9 6.3829	0.1084 2875.9 6.4943	0.1144 2928.1 6.5941	0.1200 2977.5 6.6852	0.1255 3025.0 6.7696	0.1308 3071.2 6.8487	0.1360 ν 3116.3 h 6.9235 s	2000.0
0.0011258 764.1 2.1366	0.0011550 853.0 2.3284	0.0011891 943.9 2.5165	0.06816 2822.9 6.2241	0.07283 2865.1 6.3432	0.07712 2942.0 6.4479	0.08116 2995.1 6.5422	0.08500 3045.4 6.6285	0.08871 ν 3093.9 h 6.7088 s	3000.0
0.0011249 764.6 2.1352	0.0011540 853.4 2.3268	0.0011878 944.1 2.5147	0.0012280 1037.7 2.7006	0.05172 2835.6 6.1353	0.05544 2902.0 6.2576	0.05883 2962.0 6.3642	0.06200 3017.5 6.4593	0.06499 ν 3066.8 h 6.5461 s	4000.0
0.0011241 765.2 2.1339	0.0011530 853.8 2.3253	0.0011866 944.4 2.5129	0.0012264 1037.8 2.6984	0.0012750 1134.9 2.8840	0.04222 2856.9 6.0886	0.04530 2925.5 6.2105	0.04810 2987.2 6.3163	0.05070 ν 3044.1 h 6.4166 s	5000.0
0.0011232 765.7 2.1325	0.0011519 854.2 2.3237	0.0011853 944.7 2.5110	0.0012249 1037.9 2.6962	0.0012729 1134.7 2.8813	0.03317 2804.9 5.9270	0.03614 2885.0 6.0692	0.03874 2954.2 6.1880	0.04111 ν 3016.5 h 6.2913 s	6000.0
0.0011216 766.7 2.1299	0.0011500 855.1 2.3206	0.0011829 945.3 2.5075	0.0012218 1038.1 2.6919	0.0012687 1134.5 2.8761	0.0013277 1236.0 3.0629	0.02426 2786.8 5.7942	0.02481 2878.7 5.9519	0.02896 ν 2955.3 h 6.0790 s	8000.0
0.0011199 767.8 2.1272	0.0011480 855.9 2.3176	0.0011805 945.9 2.5039	0.0012188 1038.4 2.6877	0.0012648 1134.2 2.8709	0.0013221 1235.0 3.0583	0.0013979 1343.4 3.2488	0.01926 2783.5 5.7145	0.02147 ν 2883.4 h 5.8803 s	10000.0
0.0011159 770.4 2.1208	0.0011433 858.1 2.3102	0.0011748 947.6 2.4953	0.0012115 1039.2 2.6775	0.0012553 1134.0 2.8585	0.0013090 1232.9 3.0407	0.0013779 1338.3 3.2278	0.0014736 1454.3 3.4267	0.0016324 ν 1593.3 h 3.6571 s	15000.0
0.0011120 773.1 2.1145	0.0011387 860.4 2.3030	0.0011693 949.3 2.4869	0.0012047 1040.3 2.6677	0.0012466 1134.0 2.8468	0.0012971 1231.4 3.0262	0.0013606 1334.3 3.2089	0.0014451 1445.6 3.3998	0.0015704 ν 1572.4 h 3.6100 s	20000.0
0.0011046 778.7 2.1022	0.0011301 865.2 2.2891	0.0011590 953.1 2.4710	0.0011922 1042.8 2.6492	0.0012307 1134.7 2.8250	0.0012763 1229.7 2.9998	0.0013316 1328.7 3.1757	0.0014012 1433.6 3.3556	0.0014939 ν 1547.7 h 3.5447 s	30000.0
0.0010976 784.4 2.0905	0.0011220 870.2 2.2758	0.0011495 957.2 2.4560	0.0011808 1045.8 2.6320	0.0012166 1136.3 2.8050	0.0012583 1229.2 2.9761	0.0013077 1325.4 3.1469	0.0013677 1425.9 3.3193	0.0014434 ν 1532.9 h 3.4985 s	40000.0
0.0010910 790.2 2.0793	0.0011144 875.4 2.2632	0.0011407 961.6 2.4417	0.0011703 1049.2 2.6158	0.0012040 1138.5 2.7864	0.0012426 1229.8 2.9545	0.0012874 1323.7 3.1213	0.0013406 1421.0 3.2882	0.0014095 ν 1523.0 h 3.4572 s	50000.0
0.0010847 796.2 2.0684	0.0011073 880.8 2.2511	0.0011325 966.3 2.4281	0.0011607 1053.0 2.6005	0.0011924 1141.2 2.7690	0.0012285 1231.1 2.9345	0.0012698 1323.2 3.0981	0.0013179 1418.0 3.2666	0.0013751 ν 1516.3 h 3.4236 s	60000.0
0.0010731 808.4 2.0478	0.0010941 891.9 2.2281	0.0011174 976.2 2.4026	0.0011433 1061.4 2.5720	0.0011720 1147.8 2.7370	0.0012041 1235.4 2.8985	0.0012401 1324.7 3.0570	0.0012809 1415.7 3.2130	0.0013280 ν 1508.6 h 3.3671 s	80000.0
0.0010623 820.9 2.0283	0.0010821 903.5 2.2067	0.0011039 986.7 2.3789	0.0011279 1070.7 2.5458	0.0011543 1155.6 2.7081	0.0011833 1241.5 2.8663	0.0012155 1328.7 3.0210	0.0012514 1416.9 3.1723	0.0012921 ν 1505.9 h 3.3200 s	100000.0

**PROPERTIES OF SUPERHEATED STEAM AND COMPRESSED WATER
(TEMPERATURE AND PRESSURE)**

Press. p , kPa (t_s)		TABLE 2 Temperature, t , °C							
		360.	380.	400.	420.	440.	460.	480.	500.
500.0 (151.8)	v	0.5795	0.5984	0.6172	0.6359	0.6547	0.6734	0.6921	0.7108
	h	3188.8	3230.4	3272.1	3314.0	3356.1	3398.4	3441.0	3483.8
	s	7.6673	7.7319	7.7948	7.8561	7.9160	7.9745	8.0318	8.0879
600.0 (158.8)	v	0.4821	0.4979	0.5136	0.5293	0.5450	0.5606	0.5762	0.5918
	h	3187.0	3228.7	3270.6	3312.6	3354.8	3397.2	3439.8	3482.7
	s	7.5810	7.6459	7.7090	7.7705	7.8305	7.8891	7.9465	8.0027
800.0 (170.4)	v	0.3603	0.3723	0.3842	0.3960	0.4078	0.4196	0.4314	0.4432
	h	3183.4	3225.4	3267.5	3309.7	3352.1	3394.7	3437.5	3480.5
	s	7.4441	7.5094	7.5729	7.6347	7.6950	7.7539	7.8115	7.8678
1000.0 (179.9)	v	0.2873	0.2969	0.3065	0.3160	0.3256	0.3350	0.3445	0.3540
	h	3179.7	3222.0	3264.4	3306.9	3349.5	3392.2	3435.1	3478.3
	s	7.3368	7.4027	7.4665	7.5287	7.5893	7.6484	7.7062	7.7627
1500.0 (198.3)	v	0.1898	0.1964	0.2029	0.2094	0.2158	0.2223	0.2287	0.2350
	h	3170.4	3213.5	3256.6	3299.7	3342.8	3386.0	3429.3	3472.8
	s	7.1389	7.2060	7.2709	7.3340	7.3953	7.4550	7.5133	7.5703
2000.0 (212.4)	v	0.1411	0.1461	0.1511	0.1561	0.1610	0.1659	0.1707	0.1756
	h	3160.8	3204.9	3248.7	3292.4	3336.0	3379.7	3423.4	3467.3
	s	6.9950	7.0635	7.1296	7.1935	7.2555	7.3159	7.3748	7.4323
3000.0 (233.8)	v	0.09232	0.09584	0.09931	0.1027	0.1061	0.1095	0.1128	0.1161
	h	3140.9	3187.0	3232.5	3277.5	3322.3	3367.0	3411.6	3456.2
	s	6.7844	6.8561	6.9246	6.9906	7.0543	7.1160	7.1760	7.2345
4000.0 (250.3)	v	0.06787	0.07066	0.07338	0.07604	0.07866	0.08125	0.08381	0.08634
	h	3119.9	3168.4	3215.7	3262.3	3308.3	3354.0	3399.6	3445.0
	s	6.6265	6.7019	6.7733	6.8414	6.9069	6.9702	7.0314	7.0909
5000.0 (263.9)	v	0.05316	0.05551	0.05779	0.06001	0.06218	0.06431	0.06642	0.06849
	h	3097.6	3148.8	3198.3	3246.5	3294.0	3340.9	3387.4	3433.7
	s	6.4966	6.5762	6.6508	6.7215	6.7890	6.8538	6.9164	6.9770
6000.0 (275.5)	v	0.04330	0.04539	0.04738	0.04931	0.05118	0.05302	0.05482	0.05659
	h	3074.0	3128.3	3180.1	3230.3	3279.3	3327.4	3375.0	3422.2
	s	6.3836	6.4680	6.5462	6.6196	6.6893	6.7559	6.8199	6.8818
8000.0 (295.0)	v	0.03088	0.03265	0.03431	0.03589	0.03740	0.03887	0.04030	0.04170
	h	3022.7	3084.2	3141.6	3196.2	3248.7	3299.7	3349.6	3398.8
	s	6.1872	6.2828	6.3694	6.4493	6.5240	6.5945	6.6617	6.7262
10000.0 (311.0)	v	0.02331	0.02493	0.02641	0.02779	0.02911	0.03036	0.03158	0.03276
	h	2964.8	3035.7	3099.9	3159.7	3216.2	3270.5	3323.2	3374.6
	s	6.0110	6.1213	6.2182	6.3057	6.3861	6.4612	6.5321	6.5994
15000.0 (342.1)	v	0.01256	0.01428	0.01566	0.01686	0.01794	0.01895	0.01989	0.02080
	h	2770.8	2887.7	2979.1	3057.0	3126.9	3191.5	3252.4	3310.6
	s	5.5677	5.7497	5.8876	6.0016	6.1010	6.1904	6.2724	6.3487
20000.0 (365.7)	v	0.008269	0.008246	0.008246	0.008246	0.008246	0.008246	0.008246	0.008246
	h	1742.9	2600.2	2820.5	2932.9	3023.7	3102.7	3174.4	3241.1
	s	3.8835	5.3165	5.5585	5.7232	5.8523	5.9616	6.0581	6.1456
30000.0	v	0.0016205	0.001874	0.002031	0.002191	0.002357	0.002527	0.002698	0.002868
	h	1678.0	1837.7	2161.8	2558.0	2754.0	2887.7	2993.9	3085.0
	s	3.7541	4.0021	4.4896	5.0706	5.3499	5.5349	5.6779	5.7972
40000.0	v	0.0015425	0.001682	0.001809	0.001927	0.002037	0.002141	0.002241	0.002338
	h	1650.5	1776.4	1934.1	2145.7	2399.4	2617.1	2779.8	2906.8
	s	3.6856	3.8814	4.1190	4.4285	4.7893	5.0906	5.3297	5.4762
50000.0	v	0.0014862	0.001589	0.001729	0.001838	0.001926	0.002007	0.002083	0.002156
	h	1633.9	1748.8	1877.7	2026.6	2199.7	2387.2	2564.9	2723.0
	s	3.6355	3.8110	4.0083	4.2262	4.4723	4.7316	4.9709	5.1782
60000.0	v	0.0014444	0.001528	0.001632	0.001717	0.001782	0.001838	0.001885	0.001925
	h	1622.8	1728.4	1847.3	1975.0	2113.5	2263.2	2418.8	2570.6
	s	3.5948	3.7589	3.9383	4.1252	4.3221	4.5291	4.7385	4.9374
80000.0	v	0.0013833	0.001445	0.001518	0.001585	0.001647	0.001704	0.001756	0.001803
	h	1609.7	1707.0	1814.2	1924.1	2036.6	2152.5	2272.8	2397.4
	s	3.5296	3.6807	3.8425	4.0033	4.1633	4.3237	4.4835	4.6408
100000.0	v	0.0013388	0.001390	0.001446	0.001501	0.001557	0.001613	0.001669	0.001724
	h	1603.4	1696.3	1797.6	1899.0	2000.3	2102.7	2207.7	2316.1
	s	3.4767	3.6211	3.7738	3.9223	4.0684	4.2079	4.3492	4.4913

PROPERTIES OF SUPERHEATED STEAM AND COMPRESSED WATER (TEMPERATURE AND PRESSURE)

TABLE 2
Temperature, t , °C

Press.
 p , kPa

540.	560.	580.	600.	625.	650.	700.	750.	800.	
0.7481 3570.1 8.1967	0.7667 3613.6 8.2496	0.7853 3657.4 8.3016	0.8039 3701.5 8.3526	0.8272 3757.0 8.4152	0.8504 3812.8 8.4766	0.8968 3925.8 8.5957	0.9432 4040.3 8.7105	0.9896 v 4156.4 h 8.8213 s	500.0
0.6230 3569.1 8.1117	0.6386 3612.7 8.1647	0.6541 3656.6 8.2167	0.6696 3700.7 8.2678	0.6890 3756.2 8.3305	0.7084 3812.1 8.3919	0.7471 3925.1 8.5111	0.7858 4039.8 8.6259	0.8245 v 4155.9 h 8.7368 s	600.0
0.4666 3567.2 7.9771	0.4783 3610.9 8.0302	0.4900 3654.8 8.0824	0.5017 3699.1 8.1336	0.5163 3754.7 8.1964	0.5309 3810.7 8.2579	0.5600 3923.9 8.3773	0.5891 4038.7 8.4921	0.6181 v 4155.0 h 8.6033 s	800.0
0.3728 3565.2 7.8724	0.3822 3609.0 7.9256	0.3916 3653.1 7.9779	0.4010 3697.4 8.0292	0.4127 3753.1 8.0921	0.4244 3809.3 8.1537	0.4477 3922.7 8.2734	0.4710 4037.4 8.3885	0.4943 v 4154.1 h 8.4997 s	1000.0
0.2477 3563.4 7.6808	0.2540 3604.5 7.7343	0.2604 3648.8 7.7869	0.2667 3693.3 7.8385	0.2745 3749.3 7.9017	0.2824 3805.7 7.9636	0.2980 3919.6 8.0838	0.3136 4034.9 8.1993	0.3292 v 4151.7 h 8.3108 s	1500.0
0.1852 3555.5 7.5435	0.1900 3599.9 7.5974	0.1947 3644.4 7.6503	0.1995 3689.2 7.7022	0.2054 3745.5 7.7657	0.2114 3802.1 7.8279	0.2232 3916.5 7.9485	0.2349 4032.2 8.0645	0.2467 v 4149.4 h 8.1763 s	2000.0
0.1226 3545.7 7.3474	0.1259 3590.6 7.4020	0.1291 3635.7 7.4554	0.1323 3681.0 7.5079	0.1364 3737.8 7.5721	0.1404 3795.0 7.6349	0.1483 3910.3 7.7564	0.1562 4026.8 7.8733	0.1641 v 4144.7 h 7.9857 s	3000.0
0.09135 3535.8 7.2055	0.09384 3581.4 7.2608	0.09631 3627.0 7.3149	0.09876 3672.8 7.3680	0.1018 3730.2 7.4328	0.1049 3787.9 7.4961	0.1109 3904.1 7.6187	0.1169 4021.4 7.7363	0.1229 v 4140.0 h 7.8495 s	4000.0
0.07259 3525.9 7.0934	0.07461 3572.0 7.1494	0.07662 3618.2 7.2042	0.07862 3664.5 7.2578	0.08109 3722.5 7.3233	0.08356 3780.7 7.3872	0.08845 3897.9 7.5108	0.09329 4016.1 7.6292	0.09809 v 4135.3 h 7.7431 s	5000.0
0.06008 3515.9 7.0000	0.06179 3562.7 7.0568	0.06349 3609.4 7.1122	0.06518 3656.2 7.1664	0.06728 3714.8 7.2326	0.06936 3773.5 7.2971	0.07348 3891.7 7.4217	0.07751 4010.7 7.5409	0.08159 v 4130.7 h 7.6554 s	6000.0
0.04443 3495.7 6.8484	0.04577 3543.8 6.9068	0.04709 3591.7 6.9636	0.04839 3639.5 7.0191	0.05001 3699.3 7.0866	0.05161 3759.2 7.1523	0.05477 3879.2 7.2790	0.05788 3999.9 7.3999	0.06096 v 4121.3 h 7.5158 s	8000.0
0.03504 3475.1 6.7261	0.03615 3524.5 6.7863	0.03724 3573.7 6.8446	0.03832 3622.7 6.9013	0.03965 3683.8 6.9703	0.04096 3744.7 7.0373	0.04355 3866.8 7.1660	0.04609 3989.1 7.2886	0.04858 v 4112.0 h 7.4058 s	10000.0
0.02250 3421.4 6.4885	0.02331 3475.0 6.5535	0.02411 3527.7 6.6160	0.02488 3579.8 6.6764	0.02584 3644.3 6.7492	0.02677 3708.3 6.8195	0.02859 3835.4 6.9536	0.03036 3962.1 7.0806	0.03209 v 4088.6 h 7.2013 s	15000.0
0.01621 3364.7 6.3015	0.01688 3423.0 6.3724	0.01753 3479.9 6.4398	0.01816 3535.5 6.5043	0.01893 3603.8 6.5814	0.01967 3671.1 6.6554	0.02111 3803.8 6.7953	0.02251 3935.2 6.9267	0.02385 v 4065.3 h 7.0511 s	20000.0
0.009890 3241.7 5.9949	0.01043 3312.1 6.0805	0.01095 3378.9 6.1597	0.01144 3443.0 6.2340	0.01202 3520.2 6.3212	0.01258 3595.0 6.4033	0.01365 3739.7 6.5560	0.01465 3880.3 6.6970	0.01562 v 4018.5 h 6.8288 s	30000.0
0.006735 3108.0 5.7302	0.007219 3193.4 5.8340	0.007667 3272.4 5.9276	0.008088 3346.4 6.0135	0.008584 3433.8 6.1122	0.009053 3517.0 6.2035	0.009930 3674.8 6.3701	0.01075 3825.4 6.5210	0.01152 v 3971.7 h 6.6606 s	40000.0
0.004888 2968.9 5.4886	0.005328 3070.7 5.6124	0.005734 3163.2 5.7221	0.006111 3248.3 5.8207	0.006550 3346.8 5.9320	0.006960 3438.9 6.0331	0.007720 3610.2 6.2138	0.008421 3770.2 6.3749	0.009076 v 3925.3 h 6.5222 s	50000.0
0.003755 2838.3 5.2755	0.004135 2951.7 5.4132	0.004496 3055.8 5.5367	0.004835 3151.6 5.6477	0.005229 3261.4 5.7717	0.005596 3362.4 5.8827	0.006269 3547.0 6.0775	0.006885 3717.4 6.2481	0.007460 v 3879.6 h 6.4031 s	60000.0
0.002641 2648.2 4.9650	0.002886 2765.1 5.1072	0.003132 2874.9 5.2374	0.003379 2980.3 5.3595	0.003692 3104.6 5.4999	0.003974 3220.3 5.6270	0.004519 3428.7 5.8470	0.005017 3516.7 6.0354	0.005481 v 3792.8 h 6.2034 s	80000.0
0.002168 2538.6 4.7719	0.002326 2648.2 4.9050	0.002493 2754.5 5.0311	0.002668 2857.5 5.1505	0.002891 2985.8 5.2954	0.003106 3105.3 5.4267	0.003536 3324.4 5.6579	0.003952 3526.1 5.8807	0.004341 v 3714.3 h 6.0397 s	100000.0

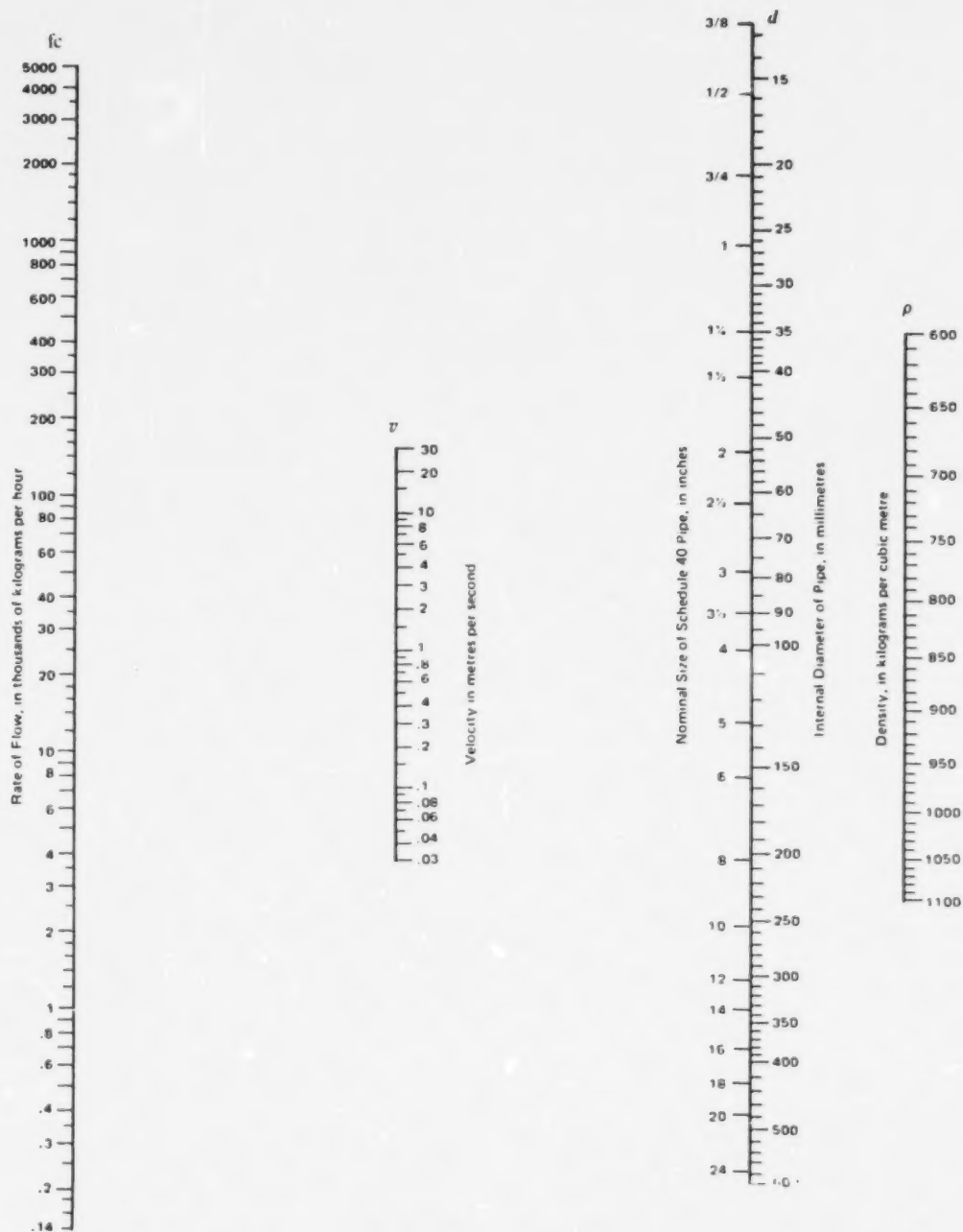
DIMENSIONAL DATA FOR PIPE SIZES UP TO NPS 12
TABLE 3

Pipe Size	O. D. in inch	40s & STD.	80s & E. W.
1/8	.405	068 2447	095 3145
1/4	.540	088 4248	119 5351
3/8	.675	091 5676	176 7388
1/2	.840	109 8510	147 1 088
3/4	1 050	113 1 131	154 1 474
1	1 315	133 1 679	179 2 172
1 1/4	1 660	140 2 273	191 2 997
1 1/2	1 900	145 2 718	200 3 631
2	2 375	154 3 653	218 5 022
2 1/2	2 875	203 5 793	276 7 661
3	3 500	216 7 576	300 10 25
3 1/2	4 000	226 9 109	318 12 51
4	4 500	237 10 79	337 14 98
4 1/2	5 000	247 12 53	355 17 61
5	5 563	258 14 62	375 20 78
6	6 625	280 18 97	432 28 57
7	7 625	301 23 57	500 38 05
8	8 625	322 28 55	500 43 39
9	9 625	342 33 90	500 48 72
10	10 750	365 40 48	500 54 74
11	11 750	375 45 55	500 60 07
12	12 750	375 49 56	500 65 42

Upper Figures
Wall Thickness
in Inches

Lower Figures
Weight Per Foot
in Pounds

VELOCITY OF LIQUIDS IN PIPE TABLE 4

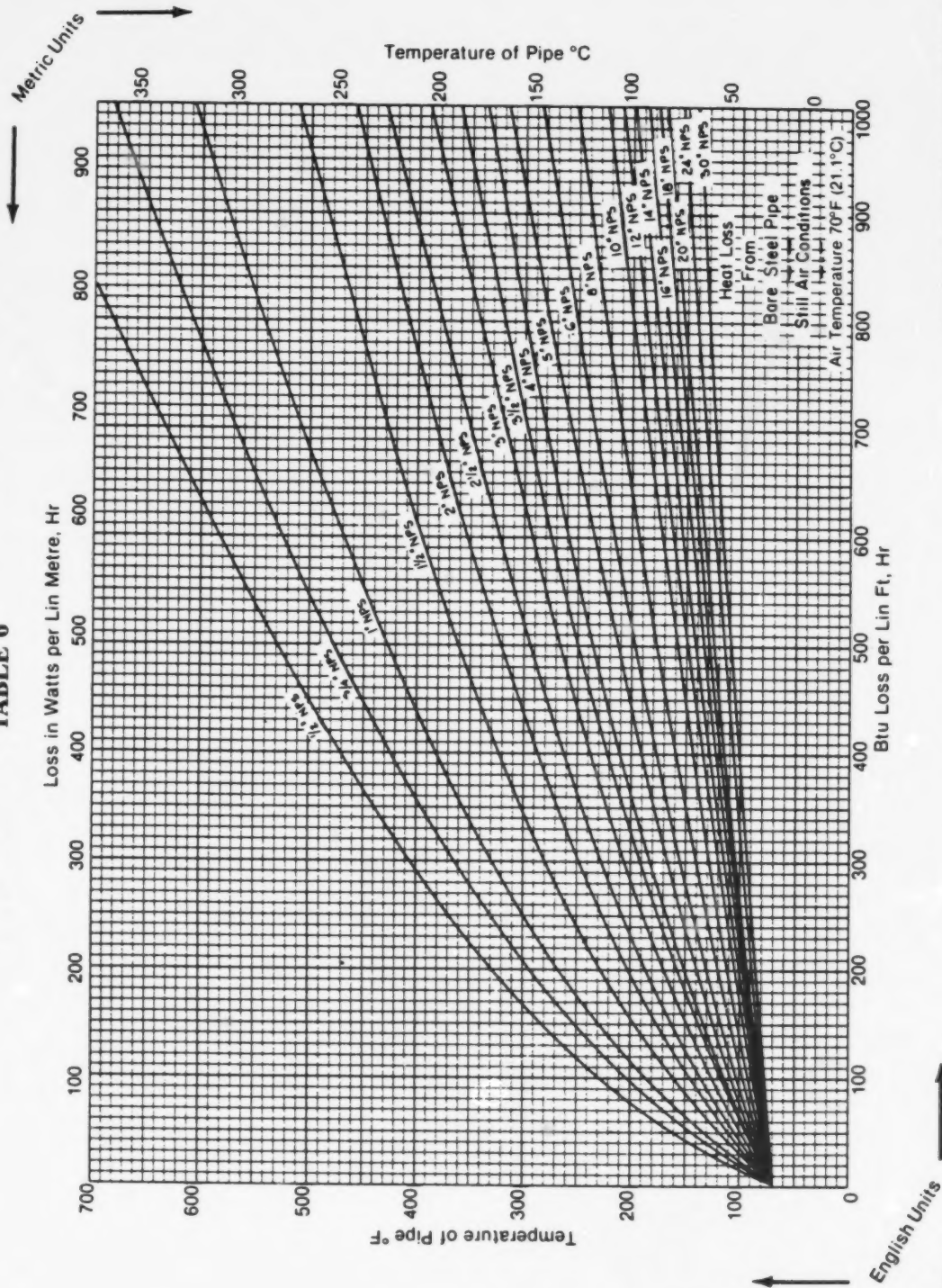


STEAM LOSS THROUGH ORIFICES DISCHARGING TO ATMOSPHERE
TABLE 5

Orifice Diameter, in.	Steam loss, lb/hr, when steam gauge pressure is:												
	2 psi	5 psi	10 psi	15 psi	25 psi	50 psi	75 psi	100 psi	125 psi	150 psi	200 psi	250 psi	300 psi
1/32	0.31	0.49	0.70	0.85	1.14	1.86	2.58	3.3	4.02	4.74	6.17	7.61	4.05
1/16	1.25	1.97	2.8	3.4	4.6	7.4	10.3	13.2	16.1	18.9	24.7	30.4	36.2
3/32	2.81	4.44	6.3	7.7	10.3	16.7	15.4	29.7	36.2	42.6	55.6	68.5	81.5
1/8	4.5	7.9	11.2	13.7	18.3	29.8	41.3	52.8	64.3	75.8	99.0	122.0	145.0
5/32	7.8	12.3	17.4	21.3	28.5	46.5	64.5	82.5	100.0	118.0	154.0	190.0	226.0
3/16	11.2	17.7	25.1	30.7	41.1	67.0	93.0	119.0	145.0	170.0	222.0	274.0	326.0
7/32	15.3	24.2	34.2	41.9	55.9	91.2	126.0	162.0	197.0	232.0	303.0	373.0	443.0
1/4	20.0	31.6	44.6	54.7	73.1	119.0	165.0	211.0	257.0	303.0	395.0	487.0	579.0
9/32	25.2	39.9	56.5	69.2	92.5	151.0	209.0	267.0	325.0	384.0	500.0	617.0	733.0
5/16	31.2	49.3	69.7	85.4	114.0	186.0	258.0	330.0	402.0	474.0	617.0	761.0	905.0
11/32	37.7	59.6	84.4	103.0	138.0	225.0	312.0	399.0	486.0	573.0	747.0	921.0	1095.0
3/8	44.9	71.0	100.0	123.0	164.0	268.0	371.0	475.0	578.0	682.0	889.0	1096.0	1303.0
13/32	52.7	83.3	118.0	144.0	193.0	314.0	436.0	557.0	679.0	800.0	1043.0	1286.0	1529.0
7/16	61.1	96.6	137.0	167.0	224.0	365.0	506.0	647.0	787.0	928.0	1210.0	1492.0	1774.0
15/32	70.2	111.0	157.0	192.0	257.0	419.0	580.0	742.0	904.0	1065.0	1389.0	1713.0	2037.0
1/2	79.8	126.0	179.0	219.0	292.0	476.0	660.0	844.0	1028.0	1212.0	1580.0	1949.0	2317.0

Metric - Imperial Conversion
 1 kg/hr = 2.205 lb/hr
 1 mm = 0.039 inch
 1 kPa = 0.145 psi

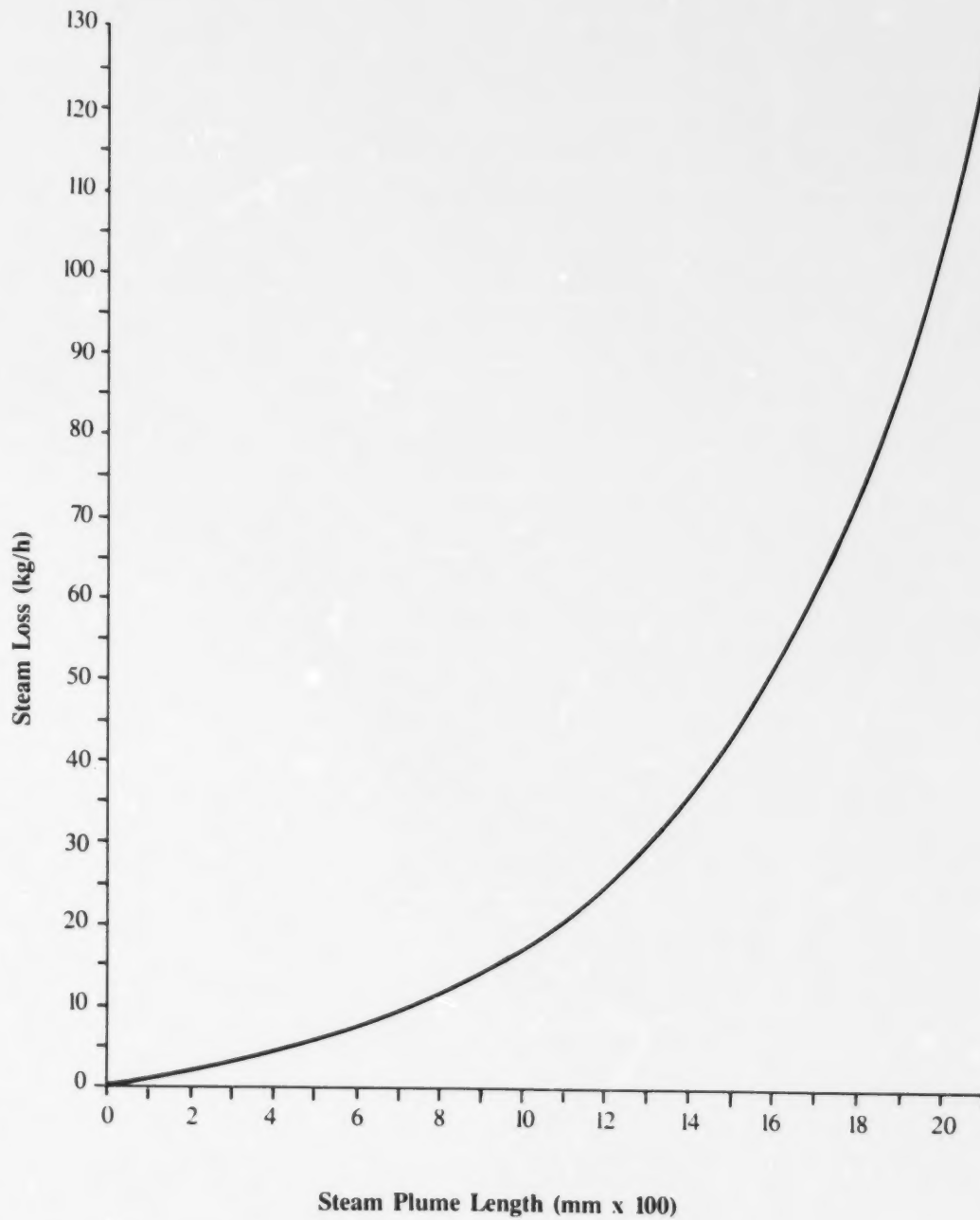
HEAT LOSS FROM BARE STEEL PIPE
TABLE 6



Reprinted from the THERMAL INSULATION HANDBOOK,
By William C. Turner and John F. Malloy
Publisher: Robert E. Kreiger Publishing Company

Note:
Heat loss in SI units
shall be read as W/h (m-h)

**HOURLY STEAM LOSS FROM LEAKS AS A FUNCTION
OF STEAM PLUME LENGTH
TABLE 7**



STEAM TRAP SELECTION GUIDE
TABLE 8

APPLICATION	FIRST CHOICE	SECOND CHOICE
Air Heating Coils Low and Medium Pressure High Pressure	Float-and-Thermostatic Float-and-Thermostatic	
Hot Water Heaters (Instantaneous)	Float-and-Thermostatic	
Hot Water Heaters (Storage)	Float-and-Thermostatic	
Shell-and-Tube Exchangers Small—High Pressure	Thermo-Matic Thermostatic Balanced-Pressure Thermostatic	Float-and-Thermostatic
Large—Low and Medium Pressure Reboilers	Float-and-Thermostatic Float-and-Thermostatic Thermo-Matic Thermostatic	
Steam Humidifiers	Float-and-Thermostatic	Inverted Bucket
Steam-Jacketed Vessels High Pressure	Thermo-Matic Thermostatic Thermo-Dynamic	Float-and-Thermostatic
Low Pressure	Float-and-Thermostatic	Thermo-Dynamic
Steam Line Drip Traps 0- 15 PSIG 16-125 PSIG 126-600 PSIG	Float-and-Thermostatic Thermo-Dynamic Thermo-Dynamic	 Float-and-Thermostatic Inverted Bucket
High Pressure—Superheat	Bimetallic	Thermo-Dynamic
Steam Pipe Coils (Air Heating)	Balanced Pressure Thermostatic Thermo-Matic Thermostatic	Thermo-Dynamic
Steam Radiators	Balanced-Pressure Thermostatic	Thermo-Dynamic
Steam Separators 0- 15 PSIG 16-125 PSIG 126-600 PSIG	Float-and-Thermostatic Thermo-Dynamic Thermo-Dynamic	 Float-and-Thermostatic Inverted Bucket
Steam Tracer Lines	Thermo-Dynamic Bimetallic	Liquid Expansion
Storage Tank Coils	Liquid Expansion Bimetallic	Thermo-Dynamic Thermo-Matic Thermostatic
Submerged Heating Coils High Pressure	Thermo-Matic Thermostatic Thermo-Dynamic	Inverted Bucket Balanced-Pressure Thermostatic
Low and Medium Pressure	Float-and-Thermostatic	Balanced-Pressure Thermostatic
Unit Heaters	Float-and-Thermostatic	Balanced-Pressure Thermostatic
Sterilizers	Thermo-Dynamic	Balanced-Pressure Thermostatic
Autoclaves	Thermo-Dynamic	Inverted Bucket
Dryers	Thermo-Dynamic	Float-and-Thermostatic
Platen Presses	Thermo-Dynamic	Balanced-Pressure Thermostatic

NOTE: Unusual operating conditions, or severe corrosion may influence
the choice of a steam trap for a particular application.

Metric — Imperial Conversion
1 kPa = 0.145 psi

COMMON CONVERSIONS

1 barrel (35 Imp gal) (42 US gal)	= 159.1 litres	1 kilowatt-hour	= 3600 kilojoules
1 gallon (Imp)	= 1.20094 gallon (US)	1 Newton	= 1 kg-m/s ²
1 horsepower (boiler)	= 9809.6 watts	1 therm	= 10 ⁵ Btu
1 horsepower	= 2545 Btu/hour	1 ton (refrigerant)	= 12002.84 Btu/hour
1 horsepower	= 0.746 kilowatts	1 ton (refrigerant)	= 3516.8 watts
1 joule	= 1 N-m	1 watt	= 1 joule/second
Kelvin	= (°C + 273.15)	Rankine	= (°F + 459.67)

Cubes

1 yd ³	= 27 ft ³
1 ft ³	= 1728 in ³
1 cm ³	= 1000 mm ³
1 m ³	= 10 ⁶ cm ³
1 m ³	= 1000 L

Squares

1 yd ²	= 9 ft ²
1 ft ²	= 144 in ²
1 cm ²	= 100 mm ²
1 m ²	= 10000 cm ²

SI PREFIXES

Prefix	Symbol	Magnitude	Factor
tera	T	1 000 000 000 000	10 ¹²
giga	G	1 000 000 000	10 ⁹
mega	M	1 000 000	10 ⁶
kilo	k	1 000	10 ³
hecto	h	100	10 ²
deca	da	10	10 ¹
deci	d	0.1	10 ⁻¹
centi	c	0.01	10 ⁻²
milli	m	0.001	10 ⁻³
micro	u	0.000 001	10 ⁻⁶
nano	n	0.000 000 001	10 ⁻⁹
pica	p	0.000 000 000 001	10 ⁻¹²

UNIT CONVERSION TABLES

METRIC TO IMPERIAL

FROM	SYMBOL	TO	SYMBOL	MULTIPLY BY
amperes/square centimetre	A/cm ²	amperes/square inch	A/in ²	6.452
Celsius	°C	Fahrenheit	°F	(°C × 9/5) + 32
centimetres	cm	inches	in	0.3937
cubic centimetres	cm ³	cubic inches	in ³	0.06102
cubic metres	m ³	cubic foot	ft ³	35.314
grams	g	ounces	oz	0.03527
grams	g	pounds	lb	0.0022
grams/litre	g/L	pounds/cubic foot	lb/ft ³	0.06243
joules	J	Btu	Btu	9.480 × 10 ⁻⁴
joules	J	foot-pounds	ft-lb	0.7376
joules	J	horsepower-hours	hp-h	3.73 × 10 ⁻⁷
joules/metre, (Newtons)	J/m, N	pounds	lb	0.2248
kilograms	kg	pounds	lb	2.205
kilograms	kg	tons (long)	ton	9.842 × 10 ⁻⁴
kilograms	kg	tons (short)	tn	1.102 × 10 ⁻³
kilometres	km	miles (statute)	mi	0.6214
kilopascals	kPa	atmospheres	atm	9.87 × 10 ⁻³
kilopascals	kPa	inches of mercury (@ 32°F)	in Hg	0.2953
kilopascals	kPa	inches of water (@ 4°C)	in H ₂ O	4.0147
kilopascals	kPa	pounds/square inch	psi	0.1450
kilowatts	kW	foot-pounds/second	ft-lb/s	737.6
kilowatts	kW	horsepower	hp	1.341
kilowatt-hours	kWh	Btu	Btu	3413
litres	L	cubic foot	ft ³	0.03531
litres	L	gallons (Imp)	gal (Imp)	0.21998
litres	L	gallons (US)	gal (US)	0.2642
litres/second	L/s	cubic foot/minute	cfm	2.1186
lumen/square metre	lm/m ²	lumen/square foot	lm/ft ²	0.09290
lux, lumen/square metre	lx, lm/m ²	footcandles	fc	0.09290
metres	m	foot	ft	3.281
metres	m	yard	yd	1.09361
parts per million	ppm	grains/gallon (Imp)	gr/gal (Imp)	0.07
parts per million	ppm	grains/gallon (US)	gr/gal (US)	0.05842
permeance (metric)	PERM	permeance (Imp)	perm	0.01748
square centimetres	cm ²	square inches	in ²	0.1550
square metres	m ²	square foot	ft ²	10.764
square metres	m ²	square yards	yd ²	1.196
tonne (metric)	t	pounds	lb	2204.6
watt	W	Btu/hour	Btu/h	3.413
watt	W	lumen	lm	668.45

UNIT CONVERSION TABLES

IMPERIAL TO METRIC

FROM	SYMBOL	TO	SYMBOL	MULTIPLY BY
ampere/in ²	A/in ²	ampere/cm ²	A/cm ²	0.1550
atmospheres	atm	kilopascals	kPa	101.325
British Thermal Unit	Btu	joules	J	1054.8
Btu	Btu	kilogram-metre	kg-m	107.56
Btu	Btu	kilowatt-hour	kWh	2.928×10^{-4}
Btu/hour	Btu/h	watt	W	0.2931
calorie, gram	cal or g-cal	joules	J	4.186
chain	chain	metre	m	20.11684
cubic foot	ft ³	cubic metre	m ³	0.02832
cubic foot	ft ³	litre	L	28.32
cubic foot/minute	cfm	litre/second	L/s	0.47195
cycle/second	c/s	Hertz	Hz	1.00
Fahrenheit	°F	Celsius	°C	(°F-32)/1.8
foot	ft	metre	m	0.3048
footcandle	fc	lux, lumen/ square metre	lx, lm/m ²	10.764
footlambert	fL	candela/square metre	cd/m ²	3.42626
foot-pounds	ft-lb	joule	J	1.356
foot-pounds	ft-lb	kilogram-metres	kg-m	0.1383
foot-pounds/second	ft-lb/s	kilowatt	kW	1.356×10^{-3}
gallons (Imp)	gal (Imp)	litres	L	4.546
gallons (US)	gal (US)	litres	L	3.785
grains/gallon (Imp)	gr/gal (Imp)	parts per million	ppm	14.286
grains/gallon (US)	gr/gal (US)	parts per million	ppm	17.118
horsepower	hp	watts	W	745.7
horsepower-hours	hp-h	joules	J	2.684×10^6
inches	in	centimetres	cm	2.540
inches of Mercury (@ 32°F)	in Hg	kilopascals	kPa	3.386
inches of water (@ 4°C)	in H ₂ O	kilopascals	kPa	0.2491

UNIT CONVERSION TABLES

IMPERIAL TO METRIC (cont'd)

FROM	SYMBOL	TO	SYMBOL	MULTIPLY BY
lamberts	*L	candela/square metre	cd/m ²	3.183
lumen/square foot	lm/ft ²	lumen/square metre	lm/m ²	10.76
lumen	lm	watt	W	0.001496
miles (statute)	mi	kilometres	km	1.6093
ounces	oz	grams	g	28.35
perm (at 0°C)	perm	kilogram per pascal-second-square metre	kg/Pa-s-m ² (PERM)	5.721×10^{-11}
perm (at 23°C)	perm	kilogram per pascal-second-square metre	kg/Pa-s-m ² (PERM)	5.745×10^{-11}
perm-inch (at 0°C)	perm. in.	kilogram per pascal-second-metre	kg/Pa-s-m	1.4532×10^{-12}
perm-inch (at 23°C)	perm. in.	kilogram per pascal-second-metre	kg/Pa-s-m	1.4593×10^{-12}
pint (Imp)	pt	litre	L	0.56826
pounds	lb	grams	g	453.5924
pounds	lb	joules/metre, (Newtons)	J/m, N	4.448
pounds	lb	kilograms	kg	0.4536
pounds	lb	tonne (metric)	t	4.536×10^{-4}
pounds/cubic foot	lb/ft ³	grams/litre	g/L	16.02
pounds/square inch	psi	kilopascals	kPa	6.89476
quarts	qt	litres	L	1.1365
slug	slug	kilograms	kg	14.5939
square foot	ft ²	square metre	m ²	0.09290
square inches	in ²	square centimetres	cm ²	6.452
square yards	yd ²	square metres	m ²	0.83613
tons (long)	ton	kilograms	kg	1016
tons (short)	tn	kilograms	kg	907.185
yards	yd	metres	m	0.9144

* "L" as used in Lighting

The following typical values for conversion factors may be used when actual data are unavailable. The MJ and Btu equivalencies are heats of combustion. Hydrocarbons are shown at the higher heating value, wet basis. Some items listed are typically feedstocks, but are included for completeness and as a reference source. The conversion factors for coal are approximate since the heating value of a specific coal is dependent on the particular mine from which it is obtained.

ENERGY TYPE	METRIC	IMPERIAL
COAL		
— metallurgical	29,000 megajoules/tonne	25.0×10^6 Btu/ton
— anthracite	30,000 megajoules/tonne	25.8×10^6 Btu/ton
— bituminous	32,100 megajoules/tonne	27.6×10^6 Btu/ton
— sub-bituminous	22,100 megajoules/tonne	19.0×10^6 Btu/ton
— lignite	16,700 megajoules/tonne	14.4×10^6 Btu/ton
COKE		
— metallurgical	30,200 megajoules/tonne	26.0×10^6 Btu/ton
— petroleum		
— raw	23,300 megajoules/tonne	20.0×10^6 Btu/ton
— calcined	32,600 megajoules/tonne	28.0×10^6 Btu/ton
PITCH	37,200 megajoules/tonne	32.0×10^6 Btu/ton
CRUDE OIL	38.5 megajoules/litre	5.8×10^6 Btu/bbl
No. 2 OIL	38.68 megajoules/litre	5.88×10^6 Btu/bbl $.168 \times 10^6$ Btu/IG
No. 4 OIL	40.1 megajoules/litre	6.04×10^6 Btu/bbl $.173 \times 10^6$ Btu/IG
No. 6 OIL (RESID. BUNKER C)		
@ 2.5% sulphur	42.3 megajoules/litre	6.38×10^6 Btu/bbl $.182 \times 10^6$ Btu/IG
@ 1.0% sulphur	40.5 megajoules/litre	6.11×10^6 Btu/bbl $.174 \times 10^6$ Btu/IG
@ .5% sulphur	40.2 megajoules/litre	6.05×10^6 Btu/bbl $.173 \times 10^6$ Btu/IG
KEROSENE	37.68 megajoules/litre	$.167 \times 10^6$ Btu/IG
DIESEL FUEL	38.68 megajoules/litre	$.172 \times 10^6$ Btu/IG
GASOLINE	36.2 megajoules/litre	$.156 \times 10^6$ Btu/IG
NATURAL GAS	37.2 megajoules/m ³	1.00×10^6 Btu/MCF
PROPANE	50.3 megajoules/kg 26.6 megajoules/litre	$.02165 \times 10^6$ Btu/lb $.1145 \times 10^6$ Btu/IG
ELECTRICITY	3.6 megajoules/kWh	$.003413 \times 10^6$ Btu/kWh

Steam Velocity Calculation

Worksheet 8-1

Company: _____ Date: _____

Location: _____ By: _____

Steam pipe internal diameter _____ m

Steam flow (fs) _____ kg/h

Specific volume of steam (v_g) _____ m³/kg

$$\begin{aligned}\text{Cross sectional area of pipe (A)} &= \frac{3.142 \times (\text{internal dia})^2}{4} \\ &= \frac{3.142 \times (\quad)^2}{4} \\ &= \quad \text{m}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Velocity (V)} &= \frac{fs \times v_g}{A \times 3600} \\ &= \frac{\quad \times \quad}{\quad \times 3600} \\ &= \quad \text{m/s}\end{aligned}$$

For steam mains, velocity should fall between 40 m/s and 60 m/s. If velocity exceeds 75 m/s flow should be reduced or pipe should be increased in size.

Pipe Insulation

Worksheet 8-2

Company: _____ Date: _____

Location: _____ By: _____

Steam pressure _____ kPa(gauge) (1)

Pipe size _____ (2)

Heat loss from bare pipe (Table 6) _____ Wh/(m·h) (3)

Length of pipe _____ m (4)

Heat loss from insulated pipe
(Insulation manufacturer's data) _____ Wh/(m·h) (5)

Total operating time _____ h/yr (6)

Latent heat of steam at pressure
(1) (Table 1) _____ kJ/kg (7)

Cost of steam _____ \$/1000 kg (8)

Energy loss from bare pipe

= (3) x (4) x (6) = _____ x _____ = _____ Wh/yr. (9)

Energy loss from insulated pipe

= (5) x (4) x (6) = _____ x _____ = _____ Wh/yr. (10)

Total energy savings = (9) - (10)

= _____
= _____ Wh/yr. x 3.6 = _____ kJ/yr. (11)

Total steam saved = $\frac{(11)}{(7)}$ = _____ = _____ kg/yr (12)

Cost of energy saved = $\frac{(12) \times (8)}{1000}$

= $\frac{\text{_____}}{1000}$ = _____ \$/yr (13)

Capital investment required = _____ \$ (14)

Simple payback period = $\frac{(14)}{(13)}$ = _____ = _____ years (15)

Condensate Recovery

Worksheet 8-3

Company: _____

Date: _____

Location: _____

By: _____

Measured condensate flow _____ kg/h (1)

Specific heat of condensate (use 4.14 at atmospheric pressure) _____ kJ/(kg·°C) (2)

Temperature of condensate _____ °C (3)

Temperature of makeup water _____ °C (4)

Total operating time _____ h/yr (5)

Steam pressure _____ kPa(gauge) (6)

Latent heat of steam at pressure (1) (Table 1) _____ kJ/kg (7)

Cost of steam _____ \$/1000 kg (8)

Quantity of condensate to be recovered

$$= (1) \times (2) \times [(3) - (4)] \times (5)$$

$$= \quad \times \quad \times [\quad - \quad] \times \quad = \quad \text{kJ/yr} \quad (9)$$

$$\text{Total steam saved} = \frac{(9)}{(7)}$$

$$= \quad = \quad \text{kg/yr} \quad (10)$$

$$\text{Cost of energy saved} = \frac{(10) \times (8)}{1000}$$

$$= \frac{\quad}{1000} = \quad \text{\$/yr} \quad (11)$$

$$\text{Capital investment} = \quad \$ \quad (12)$$

$$\text{Simple payback period} = \frac{(12)}{(11)}$$

$$= \quad = \quad \text{years} \quad (13)$$

Flash Steam Recovery

Worksheet 8-4

Company: _____

Date: _____

Location: _____

By: _____

Steam pressure _____ kPa(abs) (1)

Pressure at which flash steam can be used _____ kPa(abs) (2)

Measured steam consumption _____ kg/h (3)

Total operating time _____ h/yr (4)

Enthalpy of condensate at pressure (1) (Table 1) (h_f) _____ kJ/kg (5)

Enthalpy of condensate at pressure (2) (Table 1) (h_f) _____ kJ/kg (6)

Latent heat of steam at pressure (2) (Table 1) (h_{fg}) _____ kJ/kg (7)

Cost of steam _____ \$/1000 kg (8)

Total steam produced

= (3) x (4) = _____ x _____ = _____ kg/yr (9)

% flash steam = $\frac{(5) - (6)}{(7)} \times 100$
= _____ x 100 = _____ % (10)

Total flash steam available

= $\frac{(9) \times (10)}{100}$ = $\frac{\text{_____} \times \text{_____}}{100}$ = _____ kg/yr (11)

Cost of energy saved = $\frac{(11) \times (8)}{1000}$
= $\frac{\text{_____} \times \text{_____}}{1000}$ = _____ \$/yr (12)

Capital investment required _____ \$ (13)

Simple payback = $\frac{(13)}{(12)}$ = _____ = _____ years (14)

Condensate Heat Recovery

Worksheet 8-5

Company: _____ Date: _____

Location: _____ By: _____

Steam pressure _____ kPa(gauge) (1)

Flow of hot waste-water _____ kg/h (2)

Specific heat of condensate (Use 4.14 at atmospheric pressure) _____ kJ/(kg·°C) (3)

Temperature of condensate entering heat exchanger _____ °C (4)

Temperature of condensate leaving heat exchanger _____ °C (5)

Total operating time _____ h/yr (6)

Efficiency of heat exchanger _____ % (7)

Latent heat of steam at pressure (1) (Table I) _____ kJ/kg (8)

Cost of steam _____ \$/1000 kg (9)

$$\begin{aligned} \text{Quantity of waste heat recovered} &= (2) \times (3) \times [(4) - (5)] \times (6) \times \frac{(7)}{100} \\ &= \frac{\quad \times \quad \times [\quad - \quad]}{100} \times \quad \\ &= \quad \text{kJ/yr} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \text{Total steam saved year} &= \frac{(10)}{(8)} \\ &= \quad = \quad \text{kg/yr} \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \text{Cost of energy saved} &= \frac{(11) \times (9)}{1000} \\ &= \frac{\quad \times \quad}{1000} = \quad \text{\$/yr} \end{aligned} \quad (12)$$

Capital investment required _____ \$ (13)

$$\text{Simple payback} = \frac{(13)}{(12)} = \quad = \quad \text{years} \quad (14)$$

Steam Trap Survey
Checklist 8-1

Company: _____ Date: _____

Location: _____ By: _____

ITEM	COMMENTS
Identification	
Trap Type	
Type of Service	
Line Size	
Trap Size	
Operating Pressure	
Condition of Trap	
Type of Test Used to Determine Condition	
Date Trap Installed (new)	
Date Trap Last Serviced	
Date Next Service Required	
Miscellaneous Comments	

Walk Through Survey Checklist 8-2

Company: _____ Date: _____

Location: _____ By: _____

ITEM	LOCATION						
	AREA #1	AREA #2	AREA #3	AREA #4	AREA #5	AREA #6	AREA #7
Trap Malfunction							
Trap Leaking							
Missing Insulation From Flanges							
Missing Insulation From Pipe							
Missing Insulation From Equipment							
Pipe Leaking							
Equipment Leaking							
Condensate Dumped to Sewer							
Steam Pressure Higher Than Required							
Equipment Operating When Not Required							
Visible Steam Plumes From Vents							
Control Adjustments Required							
Piping Systems Operating but Not Required							
Miscellaneous Comments							

SÉRIE
DE LA GESTION
DE L'ÉNERGIE

8

À L'INTENTION
DES INDUSTRIES,
COMMERCES
ET INSTITUTIONS

Réseaux de vapeur et de condensat



Énergie, Mines et
Ressources Canada

Energy, Mines and
Resources Canada

Canada

PRÉFACE

L'art et la science de la gestion de l'énergie ont accompli des progrès remarquables au cours de la dernière décennie. La gestion de l'énergie est devenue une discipline sérieuse dans le cadre du processus de gestion de la plupart des entreprises qui connaissent le succès.

D'abord, au début des années 70, on a mis sur pied des programmes d'économie d'énergie afin de réduire la menace de pénurie d'énergie que pesait sur le Canada, de même que la dépendance du pays à l'endroit du pétrole étranger. Toutefois, la hausse vertigineuse des prix n'a pas tardé à donner une signification nouvelle à l'expression «économie d'énergie»: réduire le coût de l'énergie.

Nombre d'industries, de commerces et d'organismes publics ont relevé le défi et abaissé les coûts d'énergie jusque dans une proportion de 50%. On est ainsi arrivé à utiliser l'énergie de façon rationnelle, grâce à des mesures telles que des programmes d'information à l'intention du personnel, des moyens d'entretien plus à point, la simple élimination du gaspillage, et en mettant de l'avant des projets aptes à moderniser ou améliorer les installations et l'équipement.

Pour en arriver maintenant à économiser d'avantage l'énergie, il importe de mieux connaître la technologie et ses applications en plus d'avoir recours à des appareils à haut rendement énergétique.

A la demande du Programme d'économie d'énergie dans l'industrie canadienne, du Programme des groupes de travail sur la gestion de l'énergie dans les secteurs commercial et institutionnel, et d'associations professionnelles et commerciales intéressées, la Division de l'énergie industrielle du ministère de l'Energie, des Mines et des Ressources a élaboré une série de modules techniques portant sur la gestion de l'énergie.

Ces manuels aideront les gestionnaires et le personnel d'exploitation à découvrir les possibilités de gestion de l'énergie dans leur cadre de travail. On y trouve une quantité de renseignements pratiques, notamment des équations mathématiques, des renseignements généraux sur des techniques éprouvées, ainsi que des exemples concrets d'économie d'énergie.

Pour obtenir de plus amples renseignements concernant les modules figurant dans la liste qui suit ou la documentation utilisée dans le cadre des ateliers, y compris les études de cas, veuillez écrire à l'adresse suivante:

La Division de la gestion de l'énergie dans les
entreprises et dans le secteur gouvernemental
Direction des économies d'énergie
Ministère de l'Energie, des Mines et des Ressources
580, rue Booth
Ottawa, Ontario
K1A 0E4

Gestion de l'énergie et
participation des employés
Évaluation de la consommation
Analyse financière énergétique
Comptabilité de la gestion énergétique
Récupération de la chaleur perdue
Isolation thermique des équipements
Éclairage
Électricité
Moteurs électriques économiseurs d'énergie
Combustion
Appareillage de chaufferie
Fours, sécheurs et fours de cuisson
Systèmes à vapeur et à condensat

Chauffage et refroidissement énergétique
(Vapeur et eau)
Conditionnement de l'air
Refroidissement et pompes à chaleur
Réseaux de distribution d'eau et d'air
comprimé
Ventilateurs et pompes
Compresseurs et turbines
Mesures et contrôles
Régulation automatique
Manutention des matériaux et
transport sur place
Point de vue architectural
Accumulation thermique

© Ministre des Approvisionnements et Services Canada 1987

En vente au Canada par l'entremise des

Librairies associées
et autres libraires

ou par la poste auprès du

Centre d'édition du gouvernement du Canada
Approvisionnement et Services Canada
Ottawa (Canada) K1A 0S9

N° de catalogue M91-6/8F

au Canada: \$5.50

ISBN 0-662-93330-3

à l'étranger: \$6.60

Prix sujet à changement sans préavis

Tous droits réservés. On ne peut reproduire aucune partie du présent ouvrage, sous quelque forme ou par quelque procédé que ce soit (électronique, mécanique, photographique) ni en faire un enregistrement sur support magnétique ou autre pour fins de dépistage ou après diffusion, sans autorisation écrite préalable des Services d'édition, Centre d'édition du gouvernement du Canada, Ottawa, Canada K1A 0S9.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
Objectif	1
Contenu	1
NOTIONS DE BASE	2
Normes de sécurité	2
Terminologie des systèmes à vapeur et à condensat	3
Énergie calorifique	3
Changement d'état	3
Formes de vapeur	4
Qualité de la vapeur	5
Tables de vapeur	5
Traitement de la vapeur	6
Condensat	6
Réseaux de tuyauteries	6
Disposition de la tuyauterie	7
Gammes de pression	7
Méthode de récupération du condensat	7
Tuyauterie	8
Vitesse	8
Raccordements de branchements	8
Réducteurs	8
Dilatation thermique	9
Accessoires	9
Mamelons de purge	9
Purgeurs de vapeur	10
Filtres	11
Réservoirs de condensat et de détente	11
Isolants	12
Mesure et contrôle	12
Pertes d'énergie	12
Pertes dues aux purgeurs de vapeur	12
Pertes dues aux tuyaux et raccords non isolés	13
Fuites	14
Vapeur instantanée	15
Perte du condensat rejeté au drain	15
Pertes dues aux système	16
Pression à la chaufferie	16

Techniques d'identification des pertes dues aux purgeurs de vapeur	16
Effets de la détente de la pression	17
Compression en phase vapeur	17
Utilisation de la vapeur	18
Utilisation de la vapeur instantanée	18
Analyse énergétique	20
Résumé	21

APPAREILLAGE **23**

Tuyauterie et raccords	23
Tuyauterie	23
Mamelons de purge	23
Filtres	23
Réducteurs	24
Coudes	24
Raccords en T	24
Brides	24
Purgeurs de vapeur	25
Purgeurs d'air	28
Vannes	29
Postes de réduction de pression	30
Désurchauffeurs	31
Isolant	32
Unités de retour des condensats	32
Supports de tuyaux	33
Joints de dilatation	33
Lyres de dilatation	33
Mesure des débits de vapeur et de condensat	34
Équipement divers	34

Système de chauffage à vapeur	34
Système à un tuyau avec retour à circulation naturelle	35
Système à deux tuyaux avec retour à circulation naturelle	35
Système à deux tuyaux avec retour muni de purgeurs	36

Systèmes de procédés	36
Systèmes haute pression	37
Systèmes moyenne pression	37
Systèmes basse pression	37
Systèmes à retour sous pression	37
Systèmes sous vide	37

POSSIBILITÉS DE GESTION DE L'ÉNERGIE 39

Possibilités de maintenance 39

Exemples concrets de maintenance 39

1. Mettre en application un programme et des mesures d'entretien pour les purgeurs de vapeur 39
2. Vérifier et entretenir le fonctionnement de l'appareillage 40
3. Vérifier et réparer les fuites de vapeur et de condensat 40
4. Former le personnel d'exploitation 41
5. Adopter un programme de traitement chimique 41
6. Vérifier les points de consigne 41
7. Arrêter le fonctionnement de l'appareillage inutilisé 41
8. Arrêter les débits de vapeur et de condensat dans les branchements inutilisés 41

Possibilités d'amélioration de coût modique 42

Exemples concrets d'amélioration de coût modique 42

1. Récupérer le condensat 42
2. Remettre les postes de réduction de pression en état 42
3. Faire fonctionner l'appareillage dans leur gamme de service efficace 43
4. Isoler les brides et les raccords nus 43
5. Enlever la tuyauterie de vapeur et de condensat inutile 44
6. Réduire la pression du système lorsqu'il y a lieu 44
7. Changer la disposition de la tuyauterie ou relocaliser l'appareillage pour raccourcir la tuyauterie 44
8. Optimiser l'emplacement des détecteurs 44
9. Isoler la tuyauterie nue 44
10. Installer de l'appareillage de mesure, de contrôle et de surveillance 45
11. Remplacer ou réparer les purgeurs de vapeur fuyants 45
12. Remplacer, réparer ou ajouter des purgeurs d'air 45
13. Réparer l'isolant endommagé 46

Possibilités de rénovation 46

Exemples concrets de rénovation 46

1. Améliorer l'isolation 47
2. Établir un programme pour remplacer les purgeurs de vapeur 47
3. Optimiser le diamètre des tuyaux 48
4. Récupérer la vapeur instantanée 49
5. Éliminer l'utilisation de vapeur si possible 49
6. Dépressuriser le condensat par étage 49
7. Récupérer la chaleur des condensats 49
8. Mesurer le débit de vapeur et de condensat 50
9. Encourager la cogénération de la chaleur et de la puissance électrique 50

ANNEXES

- A** Glossaire
- B** Tables
- C** Tables de conversion
- D** Feuilles de travail
- E** Liste de contrôle

INTRODUCTION



Avant l'invention de la machine à vapeur, l'eau et le vent constituaient les principales sources de force motrice. Grâce aux progrès techniques de la révolution industrielle, les machines mues par l'eau et le vent ont été graduellement remplacées par des machines à vapeur. Puis, la mise au point de réservoirs sous pression et de nouveaux matériaux pour tuyaux a permis de produire de la vapeur à des pressions plus fortes et à des températures plus élevées et par conséquent, de transporter la vapeur sur des distances de plus en plus grandes.

L'extension des réseaux de production et de distribution de l'énergie électrique et de combustibles fossiles peu coûteux a rendu possible la conception d'une plus grande variété de systèmes à vapeur et à condensat. Grâce aux systèmes à haute pression, on peut installer des tuyaux de plus petit diamètre, des corps de chauffe de plus petites dimensions ainsi que des appareils de régulation automatique plus perfectionnés. En même temps cependant, ces nouveaux systèmes plus efficaces nécessitent une maintenance soignée et régulière, faute de quoi ils peuvent aussi devenir une source de pertes d'énergie plus importantes.

La montée en flèche du coût de toutes les formes d'énergie au cours des dernières années incite à examiner de nouveau le rendement des systèmes à vapeur et à condensat existants et à envisager les possibilités de minimiser la consommation énergétique pour réaliser des économies.

Objectif

L'objectif du présent module peut se résumer comme suit:

- Expliquer l'application des systèmes de distribution de vapeur et de récupération du condensat dans les installations industrielles, les bâtiments commerciaux et les immeubles de caractère public.
- Donner un aperçu des économies d'énergie et d'argent possibles grâce au programme de possibilités de gestion de l'énergie.
- Exposer avec des exemples concrets des méthodes de calcul de possibilités d'économie d'énergie.
- Mettre à la disposition de l'utilisateur un jeu de *feuilles de travail* qui constituent une méthode de base de calcul des économies pour les possibilités de gestion de l'énergie identifiées.

Contenu

Le présent module comprend les chapitres suivants:

- Le chapitre *Notions de base* décrit les principes de base et les applications des systèmes à vapeur et à condensat. On y trouve également des exemples concrets de calculs d'énergie de base élaborés à l'aide d'exemples.
- Le chapitre *Appareillage* décrit les appareils de base des systèmes de distribution de vapeur et de récupération de condensat.
- Le chapitre *Possibilités de gestion de l'énergie* présente une série de possibilités de gestion de l'énergie et, chaque fois qu'il convient, des estimations d'économies d'énergie et d'argent.
- Les *annexes* réunissent un glossaire, des tables de données, des tables de conversion et des feuilles de travail.

NOTIONS DE BASE



La vapeur est probablement l'une des sources de chaleur ou d'énergie thermique dont l'usage est le plus répandu dans les installations industrielles, les bâtiments commerciaux et les immeubles de caractère public. Le présent module traite de la distribution de la vapeur et de la récupération du condensat et fait le lien entre le module 6 intitulé «Appareillage de chaufferie» et le module 9 intitulé «Chauffage et refroidissement (Vapeur et eau)».

Normes de sécurité

La production, la distribution et l'exploitation de la vapeur et du condensat doivent être conformes aux règlements prescrits par les gouvernements provinciaux. Avant de modifier un système, le propriétaire doit s'assurer que les changements seront conformes aux codes et normes en vigueur.

Terminologie des systèmes à vapeur et à condensat

Pour bien comprendre les principes du transfert d'énergie calorifique à l'intérieur d'un système ainsi que les modifications possibles, il importe de se familiariser avec les termes et les principes relatifs à la vapeur et au condensat.

Énergie calorifique

La chaleur est une forme d'énergie. Le potentiel énergétique de la chaleur contenue dans un objet est fonction de sa température. Plus la température est élevée, plus l'objet contient de l'énergie calorifique. Certaines substances réagissent différemment selon leur température. Par exemple, lorsqu'on chauffe un bloc de glace, il fond et forme de l'eau sans augmentation de température. Pareillement, on peut bouillir de l'eau sans pour cela augmenter sa température.

Changement d'état

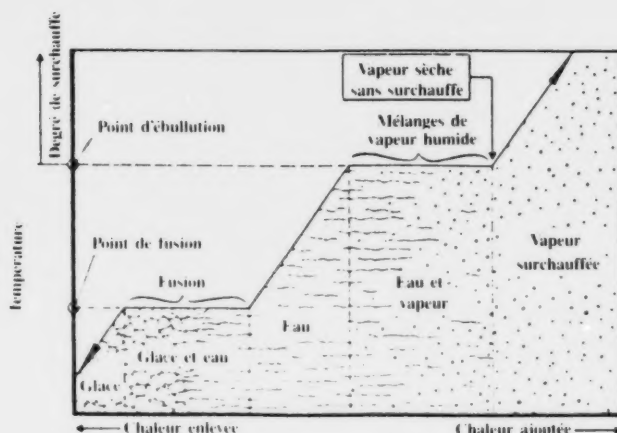
La température représente le degré d'énergie calorifique emmagasinée dans un objet. La température augmente en fonction de cette énergie jusqu'à ce qu'il y ait un *changement d'état*. La fonte de la glace ou l'ébullition de l'eau en sont des exemples. La figure 1 illustre un changement d'état.

La plupart des substances pures ont une température de fusion et de congélation bien définies. Lorsque la glace est chauffée, elle commence à fondre à 0°C. La quantité de chaleur nécessaire à la fusion d'un kilogramme de glace à 0°C en un kilogramme d'eau à la même température est appelée *chaleur latente de fusion* de l'eau (334,92 kJ/kg). Si l'on extrait la même quantité de chaleur d'un kilogramme d'eau à 0°C, celle-ci se transforme en un kilogramme de glace à la même température.

La vaporisation est le passage des molécules de l'état liquide à l'état gazeux. Le taux de vaporisation maximum est atteint lorsque le liquide bout. Lorsque la température d'ébullition est atteinte, un apport additionnel de chaleur est nécessaire pour transformer ce liquide en gaz (l'eau en vapeur, par exemple). Cette quantité de chaleur est appelée *chaleur latente de vaporisation*. Dans le cas de l'eau, la chaleur latente de vaporisation est de 2 256,9 kJ/kg à 101,325 kPa (abs.) et 100°C.

Formes de vapeur

Lorsqu'on chauffe de l'eau, sa température augmente jusqu'au point d'ébullition (figure 1). Cette chaleur qui augmente la température de l'eau est appelée *chaleur sensible*. Lorsque le point d'ébullition est atteint, tout apport additionnel de chaleur transforme une quantité d'eau en vapeur même si le mélange d'eau et de vapeur demeure à la température d'ébullition. La chaleur qui transforme l'eau en vapeur à la température d'ébullition constante est appelée *chaleur latente*. Lorsque l'eau est complètement évaporée à la température d'ébullition, elle est appelée *vapeur saturée sèche*. Ceci veut dire que la vapeur ne contient pas de gouttelette d'eau.



Exemple de changement d'état
Figure 1

Si l'eau est chauffée à une pression supérieure à la pression atmosphérique, son point d'ébullition sera supérieur à 100°C et la quantité de chaleur sensible requise sera plus grande. Ainsi, à une pression donnée correspond une température d'ébullition et, à cette température, l'eau contient une quantité fixe de chaleur. Plus la pression est grande, plus la température d'ébullition et l'énergie contenue augmentent. Si la pression est réduite, l'énergie contenue et la température de l'eau atteignent le point d'ébullition correspondant à la nouvelle pression. Une certaine quantité de chaleur latente se dégage alors de l'eau. Cet excès de chaleur est absorbé par l'eau sous forme de *vaporisation instantanée* d'une partie de l'eau. L'évacuation du condensat à partir d'un purgeur de vapeur est un exemple de la vapeur instantanée.

L'eau peut aussi être évaporée ou bouillie à une pression inférieure à la pression atmosphérique. On peut donner comme exemple les évaporateurs à vide utilisés pour concentrer les solutions de sucre, le jus d'orange ou le lait dans lesquels l'eau excédentaire est évaporée à des températures de 40 à 60°C. Ce procédé aide à conserver la saveur du concentré.

Il y a production de *vapeur surchauffée* lorsque de la vapeur saturée est chauffée à une température supérieure à la température de saturation. Comme la vapeur surchauffée ne contient pas d'eau libre, la valeur de l'enthalpie est obtenue directement des tables de vapeur surchauffée au point correspondant à la température et à la pression. La quantité de surchauffe contenue dans la vapeur est exprimée en degrés de surchauffe (nombre de degrés Celsius auxquels la vapeur est chauffée au-dessus de la température de saturation).

La vapeur surchauffée ne se prête pas bien aux applications de chauffage. Il est difficile de maintenir la température de surchauffe constante et la capacité calorifique par unité de volume est plus faible. Il faut augmenter le diamètre de la tuyauterie pour transporter le même poids de vapeur. On peut augmenter le rendement de l'échange calorifique en *désurchauffant* la vapeur. La méthode de désurchauffe la plus utilisée est la pulvérisation d'eau dans la vapeur.

Notons toutefois qu'en pratique, il existe un certain degré de surchauffe pour compenser les pertes de chaleur dans le système de distribution.

Qualité de la vapeur

Comme nous l'avons déjà mentionné, lorsque la vapeur quitte la surface de l'eau en ébullition, elle est appelée vapeur saturée. Lorsque la chaleur est extraite de cette vapeur, celle-ci se condense en eau et des gouttelettes apparaissent sur la surface de l'eau. Le rapport de la masse de la vapeur pure à la masse totale de la vapeur et des gouttelettes d'eau est appelée *qualité de la vapeur* ou *taux de sécheresse*.

La qualité de la vapeur peut être exprimée par l'équation suivante:

$$\text{Qualité (x)} = \frac{\text{masse de la vapeur}}{\text{masse totale}}$$

Si la qualité de la vapeur est 1,0, celle-ci ne renferme aucun liquide. Il s'agit alors de vapeur saturée sèche. La qualité de la vapeur se détériore à mesure que cette dernière refroidit. On peut déterminer le pourcentage d'eau par masse de vapeur à l'aide de l'équation suivante:

$$\text{Pourcentage d'eau} = 100\% - (\text{qualité} \times 100)$$

Par exemple, si on avait calculé une qualité de vapeur de 0,98,

$$\begin{aligned}\text{Pourcentage d'eau} &= 100 - (0,98 \times 100) \\ &= 100 - 98 \\ &= 2\%\end{aligned}$$

La qualité n'a de signification que lorsque la vapeur est saturée, à la pression et la température de saturation.

Tables de vapeur

Les *tables de vapeur* relatives à la vapeur saturée (table 1) et à la vapeur surchauffée (table 2) sont utilisées pour représenter la quantité d'énergie disponible dans l'eau ou la vapeur. Elles servent également à déterminer les températures de saturation et les volumes massiques de la vapeur et de l'eau à des pressions données. L'explication suivante des propriétés de la vapeur et de l'eau est destinée à aider le lecteur dans l'utilisation des tables de vapeur.

- La *pression* indiquée dans les tables de vapeur représente la pression de saturation exprimée en kPa (abs.) et est égale à la somme de la pression effective et de la pression atmosphérique normale (101,325 kPa).
- La *température de saturation* exprimée en °C est la température d'ébullition nécessaire pour produire de la vapeur à une pression donnée. Par exemple, si une chaudière produit de la vapeur saturée à 374,68 kPa (eff.) [476 kPa (abs.)], elle fonctionne à 150°C.
- Le *volume massique d'un liquide saturé*, V_f , est exprimé en m³/kg. Cette valeur ne change pas beaucoup sur une grande gamme de températures. Le volume massique d'un liquide est la réciproque de sa masse spécifique à une température donnée. La masse spécifique de l'eau est de 1 000 kg/m³ à la température ambiante.
- Le *volume massique de la vapeur saturée*, V_g , exprimé en m³/kg, est le volume (m³) occupé par un kilogramme de vapeur saturée sèche à une pression donnée.

Les tables de vapeur ont été établies en choisissant l'eau à une température de 0°C pour représenter l'absence totale d'énergie. L'énergie totale contenue dans l'eau, dans la vapeur ou dans un mélange des deux est appelée *enthalpie* et s'exprime en kilojoules par kilogramme (kJ/kg). Sous la rubrique Enthalpie de la table 1, trois colonnes indiquent l'enthalpie du liquide (h_f), de vaporisation (h_{fg}) et de la vapeur (h_g).

1. L'*enthalpie d'un liquide* (h_f) représente la quantité d'énergie calorifique contenue dans l'eau (chaleur sensible) à la température donnée.
2. L'*enthalpie de vaporisation* (h_{fg}) (appelée chaleur latente de vaporisation) représente la quantité d'énergie calorifique nécessaire pour convertir un kilogramme d'eau en un kilogramme de vapeur à une pression donnée.
3. L'*enthalpie de la vapeur* (h_g) représente l'énergie calorifique totale (chaleur latente) contenue dans la vapeur saturée sèche à une pression donnée. Cette quantité d'énergie est égale à la somme de l'enthalpie du liquide (h_f) et de la quantité d'énergie nécessaire à la vaporisation d'un kilogramme d'eau à une température précise (h_{fg}) et peut s'exprimer par l'équation suivante:

$$h_g = h_f + h_{fg}$$

Traitement de la vapeur

Même si le traitement chimique de l'eau est habituellement effectué à l'intérieur même de la chaufferie, il importe de connaître les effets d'un mauvais traitement de l'eau et de la vapeur dans un système de distribution de vapeur et de récupération de condensat.

Le taux d'échange calorifique d'un système de distribution de vapeur est directement affecté par la température de la vapeur et la présence d'air et de gaz carbonique (CO_2) dans le système.

À cause de sa grande propriété isolante, l'air est indésirable dans la vapeur parce qu'il affecte le taux d'échange calorifique entre la vapeur et l'équipement chauffé. Dans certaines conditions, aussi peu que 1% d'air par volume présent dans la vapeur peut réduire le rendement de l'échange calorifique de 50%. Lorsqu'il y a de l'air dans la vapeur, celle-ci ne peut être maintenue à la température de saturation. La table suivante démontre l'effet de l'air sur la température d'un mélange vapeur-air.

Pression kPa (eff.)	Vapeur saturée Temp.(°C)	Température du mélange		vapeur-air 15% d'air
		5% d'air	10% d'air	
14	104°C	102°C	100,5°C	99°C
34	108°C	107°C	105,5°C	104°C
69	115°C	114°C	112°C	110°C
138	126°C	124°C	122°C	121°C

L'air et le CO_2 contribuent à une corrosion excessive pouvant affecter le réseau de tuyauteries de vapeur et de condensat, les surfaces d'échange calorifique et autres équipements du système. La corrosion peut survenir sous forme de *rainures* où le métal est dissout ou de *piqûres* qui sont formées au point de contact entre différents métaux ou aux points de contrainte du réseau de tuyauteries.

Les désalkylateurs et les désaérateurs sont utilisés pour extraire l' O_2 et le CO_2 de l'eau de la chaudière. De plus, certains produits chimiques comme les amines et les agents d'épuration d'oxygène peuvent être ajoutés à l'eau d'alimentation de la chaudière pour améliorer la pureté de la vapeur. Consulter le module 6 intitulé «Appareillage de chaufferie» pour plus de détails.

Condensat

Lorsque la vapeur se dégage de la surface de l'eau en ébullition, elle est saturée et ne contient pas d'eau libre. Si l'on extrait de la chaleur de cette vapeur, elle se condense en eau et de petites gouttelettes apparaissent sur la surface de l'eau. Une certaine quantité de gouttelettes est entraînée par la vapeur dans le réseau de distribution et à mesure qu'elles se refroidissent, leur volume augmente pour former de plus grosses gouttelettes qui tombent au fond de la tuyauterie et produisent du condensat. Pour assurer le bon fonctionnement du système de distribution de vapeur, il faut éliminer cette eau de condensation.

Le même phénomène survient dans l'équipement à vapeur. À mesure que la chaleur est extraite de la vapeur, l'eau forme du condensat qui doit être éliminé pour assurer le bon fonctionnement de l'équipement.

Le condensat contient de l'énergie calorifique utile, sous forme de chaleur sensible, que l'on devrait s'efforcer de récupérer. Voici quelques méthodes de récupération de chaleur.

- Retourner le condensat à la chaufferie pour qu'il soit réutilisé comme eau d'alimentation de la chaudière. En plus d'économiser de l'énergie, cette méthode offre l'avantage de réduire les coûts du traitement de l'eau d'appoint de la chaudière.
- Si le condensat doit être rejeté à cause d'un risque de contamination, son énergie peut être transférée à d'autres procédés avant d'être rejeté.
- Utiliser la *vapeur instantanée* comme source de chaleur dans les systèmes à vapeur basse pression.

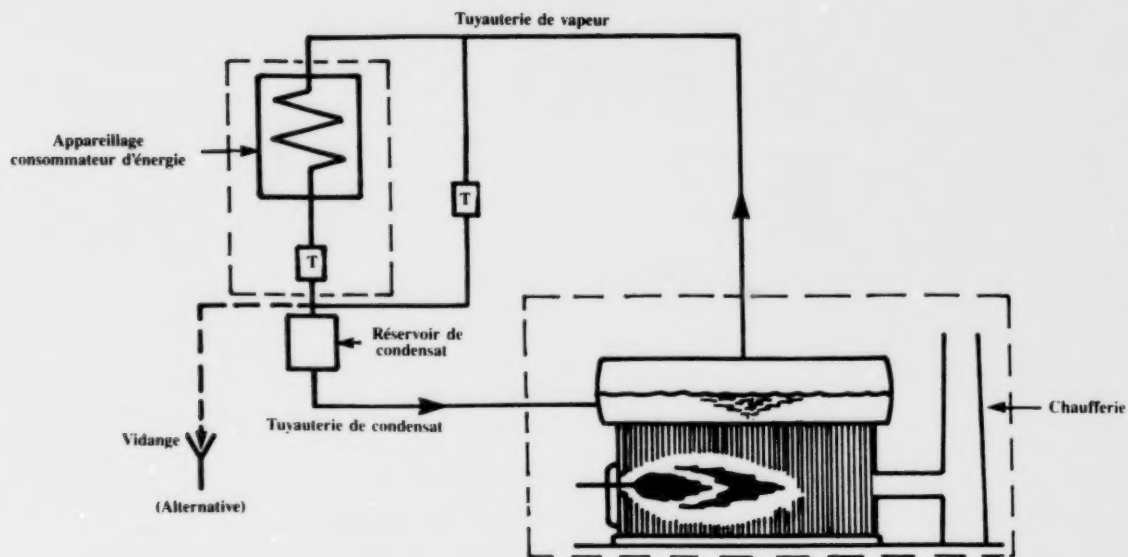
Réseaux de tuyauteries

Dans tout système à vapeur, la vapeur est produite dans la chaudière et est distribuée à l'équipement consommateur d'énergie et la quantité inutilisée (condensat) est retournée à la chaudière ou rejetée à l'égout (figure 2). Le terme approprié identifiant la tuyauterie qui transporte la vapeur de la chaudière à l'équipement est le *réseau de distribution de vapeur* et la tuyauterie qui retourne le condensat est appelée *réseau de récupération de condensat*.

Peu importe le diamètre des réseaux de tuyauteries, les principes de base demeurent les mêmes. La vapeur peut être utilisée pour chauffer les locaux ou comme source de chaleur pour alimenter de l'équipement de procédé; elle est alors acheminée à travers des échangeurs de chaleur, des serpentins à vapeur, des récipients à enveloppe chauffante et de l'équipement de blanchissage et de cuisine. La vapeur peut également être utilisée comme source énergétique dans certains systèmes de refroidissement.

Les réseaux de tuyauteries à vapeur et à condensat se divisent en trois catégories distinctes:

- Disposition de la tuyauterie
- Gammes de pression
- Méthode de récupération du condensat



Cycle de vapeur et de condensat

Figure 2

Disposition de la tuyauterie

Les réseaux se subdivisent comme suit:

- Les *systèmes à un tuyau* dans lesquels une seule canalisation est utilisée pour distribuer la vapeur au corps de chauffe terminal et retourner le condensat.
- Les *systèmes à deux tuyaux* dans lesquels la vapeur et le condensat s'écoulent dans des canalisations distinctes.

Les réseaux de tuyauteries peuvent être divisés de nouveau en systèmes avec retour sec ou humide et à alimentation ascendante ou descendante. Dans un système à retour sec, le condensat est introduit au-dessus du niveau d'eau de la chaudière. Dans un système à retour humide, il est introduit au-dessous du niveau d'eau.

Gammes de pression

Les réseaux se subdivisent de nouveau comme suit:

- Les *systèmes haute pression* dont les pressions de service varient de 690 à 2 400 kPa (eff.).
- Les *systèmes moyenne pression* dont les pressions de service varient de 103 à 690 kPa (eff.).
- Les *systèmes basse pression* dont les pressions de service varient de 0 à 103 kPa (eff.).
- Les *systèmes à vide* qui fonctionnent sous vide (moins de 0 kPa (eff.)).
- Les *systèmes à vide à circulation naturelle* qui fonctionnent dans les mêmes conditions que les systèmes à vide mais qui ne sont pas dotés d'une pompe à vide.

Méthode de récupération du condensat

Les réseaux sont subdivisés de nouveau comme suit:

- Les *systèmes avec retour par circulation naturelle* où le condensat est retourné à la chaudière ou au réservoir de condensat par gravité.
- Les *systèmes avec retour mécanique* où des purgeurs de vapeur et des pompes à condensat ou à vide sont utilisés pour récupérer le condensat.

Tuyauterie

Dans les réseaux de tuyauteries, l'expression «série» est utilisée pour désigner un chiffre identifiant la résistance du tuyau à la pression et aux contraintes permissibles. La grandeur de la «série» du tuyau est fonction de sa robustesse. Le diamètre nominal du tuyau est exprimé en pouces. La table 3 établit les dimensions des tuyaux allant jusqu'à 12 po de diamètre nominal (NPS) pour les séries normalisées de 40 et de 80 respectivement.

Vitesse

Lors de la sélection de la tuyauterie de distribution de vapeur, on recommande de maintenir la vitesse de la vapeur à l'intérieur des limites pratiques. On suggère une vitesse de vapeur de 40 à 60 m/s et un maximum de 75 m/s. Si le diamètre du tuyau est trop grand, il y a perte inutile de chaleur due aux trop grandes surfaces exposées, ce qui augmente aussi le coût de la tuyauterie et de l'isolation. Si le diamètre de la tuyauterie est trop petit, le niveau de bruit et la perte de pression augmentent à cause de la vitesse, ce qui entraîne une réduction du rendement du système. La feuille de travail 8-1 permet de calculer la vitesse de la vapeur avec un exemple à l'appui.

Le débit du condensat doit également demeurer à l'intérieur de limites pratiques. On recommande une vitesse de 1,5 à 4 m/s. Le diagramme de la table 4 peut être utilisé pour déterminer le débit, la vitesse, le diamètre nominal d'un tuyau de la série 40 et son diamètre interne lorsque deux éléments sont connus.

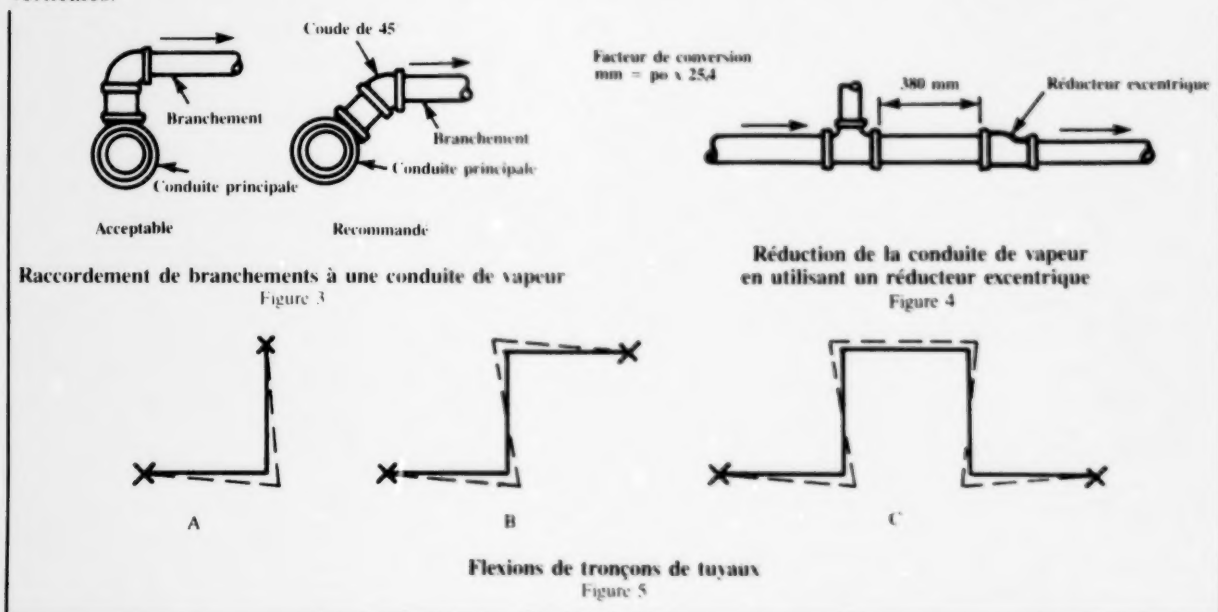
Lorsque la vapeur se condense, la quantité de condensat produite en kg/h est égale au débit de vapeur en kg/h. Ainsi, lorsque l'équipement terminal utilise un débit de 1 000 kg/h de vapeur pour un chauffage indirect, il se produit également un condensat de 1 000 kg/h.

Raccordements de branchements

Les raccords de branchements aux conduites principales de vapeur doivent être installés de préférence à 45° sur le dessus quoique les raccords de 90° soient acceptables (figure 3). De cette façon, le condensat s'accumule au fond de la conduite principale de vapeur et aucun écoulement s'effectue vers le branchement ce qui réduit les pertes par frottement de la vapeur dans la tuyauterie. Le réseau à un tuyau à circulation naturelle fait exception. En effet, pour égoutter ce type de réseau, le raccordement est installé à 45° à la partie inférieure du tuyau. Les purgeurs de vapeur ne doivent pas être installés dans ce raccordement.

Réducteurs

Lorsque les conduites principales de vapeur sont réduites, les raccords doivent toujours être faits de façon à éviter les poches d'eau et à assurer l'écoulement libre du condensat. On installe des réducteurs excentriques (figure 4) pour éliminer les poches d'eau aux points de réduction dans les conduites principales de vapeur horizontales. Des réducteurs concentriques sont habituellement installés pour réduire le diamètre des conduites de vapeur et de condensat verticales.



Dilatation thermique

La dilatation et la contraction thermiques causent des mouvements dans les réseaux de tuyauteries. On observe le même phénomène dans la machinerie et les structures. Il faut compenser ce déplacement pour empêcher des dommages aux structures et aux éléments du système en se servant de la flexibilité même du réseau de tuyauteries, en intégrant des boucles au besoin ou en installant des joints de dilatation ou des raccords spéciaux. Le choix des méthodes ou des dispositifs repose sur les limites de résistance, l'espace, le coût d'installation, la facilité d'entretien, le coût d'exploitation, la durée de vie et le type de système choisi. Les contraintes exercées sur la tuyauterie et l'espace de dilatation disponible établissent les dispositions de conception admissibles.

Dans le cas le plus simple, le mouvement axial de deux tronçons de tuyaux raccordés par un coude de 90° est compensé par la flexion de chacun des tronçons (figure 5A). En ajoutant des tronçons, on obtient une flexion en Z (figure 5B) et finalement une boucle (figure 5C).

La déformation à froid d'un tuyau est une technique également utilisée pour compenser la dilatation et la contraction. La déformation à froid de boucles et de flexions en Z s'effectue facilement sur les lieux, quoique les coudes simples soient très difficiles à déformer à froid.

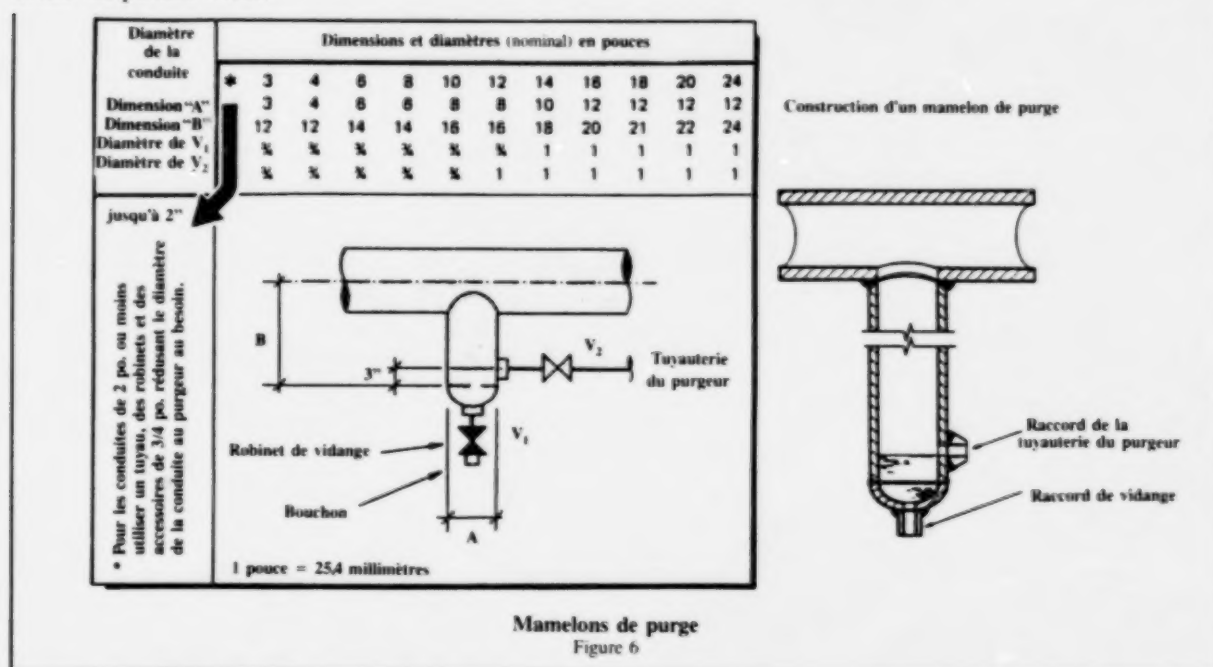
La meilleure façon de compenser un déplacement de tuyaurie est d'utiliser sa flexibilité. Quand il manque d'espace, on peut toutefois installer des joints de dilatation s'il est impossible d'installer des boucles ou de changer la direction du réseau. Les joints de dilatation doivent être installés aux endroits faciles d'accès pour l'entretien et le remplacement. Ils doivent être isolés pour empêcher toute perte de chaleur.

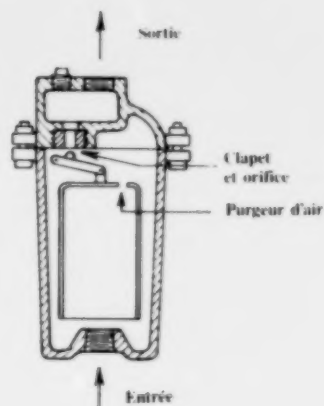
Accessoires

Outre la tuyauterie, certains autres éléments font partie du système. Leurs fonctions de base sont décrites et des renseignements détaillés sont exposés dans la section «Appareillage».

Mamelons de purge

Lorsque la vapeur s'écoule dans un tuyau, elle se condense à cause de la chaleur transmise au milieu ambiant. Si ce condensat n'est pas évacué, il peut se produire des coups de bélier et une détérioration éventuelle de la qualité de la vapeur. On recommande l'installation d'un mamelon de purge (figure 6) à tous les points de vidange naturelle du système. On installe généralement, sur les conduites droites horizontales, des mamelons de purge à tous les 90 m lorsque la pente du tuyau est descendante et dans le sens du débit. Lorsque la pente du tuyau est ascendante et que le débit de condensat est dans le sens contraire de l'écoulement de la vapeur, alors les mamelons de purge doivent être installés à tous les 45 m. On installe des réducteurs excentriques dans la tuyauterie «horizontale» pour éviter les poches d'eau.





Purgeur à flotteur inversé ouvert
Figure 7

Purgeurs de vapeur

On installe des *purgeurs de vapeur* pour chauffer plus rapidement les produits et l'équipement en empêchant l'accumulation de condensat, d'air et de gaz «non condensable» dans les conduites de vapeur et l'équipement. Un purgeur de vapeur (figure 7) agit comme un dispositif à vanne qui décharge les condensats et l'air d'une conduite de vapeur ou d'une pièce d'équipement sans dégager de vapeur. Lors du démarrage de l'équipement et du système à vapeur, les conduites et l'équipement sont remplis d'air qui doit être évacué. En service, une petite quantité d'air et de gaz non condensable s'étant introduite dans l'eau d'alimentation de la chaudière doit également être évacuée.

Certains purgeurs de vapeur sont dotés de filtres qui les protègent des saletés et du tartre. Si ces impuretés ne sont pas enlevées, elles peuvent bloquer le purgeur en position ouverte et permettent l'écoulement libre de la vapeur vers le système collecteur des condensats. Certains purgeurs peuvent être dotés d'un clapet de non-retour qui les protège contre le refoulement des condensats. On peut obtenir des renseignements auprès des fabricants de purgeurs ou dans les catalogues.

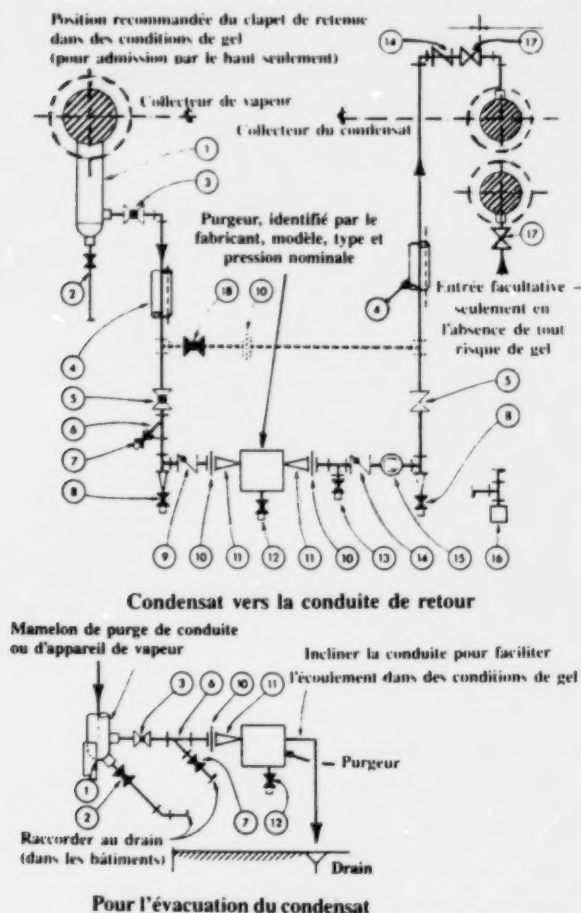
Il existe deux méthodes pour évacuer le condensat des conduites de vapeur. Dans les systèmes dont la pression de vapeur est inférieure à 103 kPa (eff.), le condensat évacué peut s'écouler par circulation naturelle vers un réservoir sous pression atmosphérique, un réservoir de détente ou un drain. Les condensats accumulés dans le réservoir sont alors pompés jusqu'au point d'utilisation, habituellement la chaufferie. Dans les systèmes dont la pression est supérieure à 103 kPa (eff.), la pression de la conduite de vapeur peut être utilisée pour déplacer les condensats jusqu'à une conduite de retour.

La figure 8 illustre la disposition de la tuyauterie recommandée pour des purgeurs de vapeur. Il faut tenir compte des facteurs suivants lors de leur installation.

- Les purgeurs doivent être regroupés selon une disposition ordonnée de manière à faciliter l'entretien.
- Les tuyaux, les vannes et les raccords rattachés au purgeur de vapeur ne doivent jamais être inférieurs à $\frac{3}{4}$ po NPS.
- Les mamelons de purge et les purgeurs doivent être installés plus bas que la tuyauterie ou le dispositif.
- Les purgeurs doivent être installés aux points bas des conduites de vapeur. Les condensats qui s'accumulent pendant le démarrage peuvent ainsi être évacués des conduites principales.
- Aux endroits où il y a risque de gel, on recommande l'installation de purgeurs thermostatiques lorsqu'il n'y a pas de récupération de condensat. Ces purgeurs doivent être installés à la verticale pour permettre la vidange continue par gravité. Sinon, il faut installer un purgeur doté d'un dispositif de vidange automatique.
- Lorsqu'il y a risque de gel, il faut éviter l'installation de longues conduites de décharge horizontales puisque de la glace peut se former en aval du purgeur. Les conduites d'évacuation doivent être courtes et si les condensats ne sont pas récupérés, elles doivent être inclinées pour permettre l'écoulement naturel. Même lorsque le condensat est récupéré, les conduites doivent être gardées aussi courtes que possible.

La possibilité d'un purgeur de vapeur à décharger les condensats produits pendant le démarrage à froid et en service normal est un facteur très important. Lorsque la vapeur est utilisée alors que l'équipement est froid, le taux de production de condensat est beaucoup plus élevé que lorsque l'équipement fonctionne à la température de service.

Les dimensions du purgeur de vapeur sont fonction de la quantité de condensat produite en régime stable avec l'utilisation toutefois d'un facteur de sécurité pour compenser la charge de condensat au démarrage. Selon l'application, le facteur de sécurité varie entre 2 et 10. Par exemple, un purgeur d'une capacité de 200 kg/h est inapproprié pour un serpentin de 200 kg/h à une pression différentielle de 793 kPa. Lors du démarrage, la quantité de condensat pourrait dépasser 200 kg/h ou la pression différentielle pourrait chuter. De toute façon, le serpentin serait inondé de condensat et le taux d'échange calorifique serait réduit. Il existe une grande documentation préparée par divers fabricants sur la méthode de sélection des purgeurs de vapeur. La méthode choisie pour une application précise devrait être discutée avec les fournisseurs ou les fabricants.



Disposition de la tuyauterie de purgeur à vapeur

Figure 8

Légende

- 1 Mamelon de purge du collecteur de vapeur, ou de la conduite d'alimentation ou de sortie de l'appareil à vapeur.
 - 2 Robinet de purge pour l'évacuation périodique des sédiments. Par sécurité, cette tuyauterie doit être prolongée directement à l'égout ou près du sol.
 - 3 Robinet d'isolement, à poser près de la conduite de purge.
 - 4 ★ Isolant. Nécessaire dans un environnement froid si le condensat risque de geler en cas d'arrêt de marche ou de marche intermittente. Par très grand froid, le chauffage de la tuyauterie peut aussi être nécessaire — si la vapeur n'est pas constamment disponible, employer un câble chauffant.
 - 5 ★ Robinet d'isolement. Nécessaire seulement si les robinets (3) et (17) sont inaccessibles ou si une conduite de déviation est employée — voir note (18).
 - 6 Crépine. Normalement prévue dans les conduites de moins de 2 po de diamètre en amont des purgeurs. La crépine peut être intégrée au purgeur.
 - 7 ★ Robinet pour purger les sédiments de la crépine à l'atmosphère. Bouchon nécessaire pour la sécurité.
 - 8 ★ Robinet de vidange manuel pour emploi dans les conditions de gel si le purgeur est à montage horizontal — voir note (16).
 - 9 ★ Clapet de retenue. Nécessaire dans les conduites munies de purgeurs à flotteur inversé pour assurer l'étanchéité en cas d'inversion de la pression différentielle dans le purgeur lors de la vidange de la conduite ou d'une crépine en amont du purgeur.
 - 10 Raccords-uniions pour enlever le purgeur, etc.
 - 11 Réducteur pour adapter le purgeur aux dimensions de la conduite.
 - 12 ★ Robinet de purge pour un purgeur à crépine intégrée (option remplaçant (6) ci-dessus).
 - 13 ★ Robinet d'essai montrant si un purgeur défectueux évacue de la vapeur. Certains purgeurs ont un orifice taraudé pour recevoir ce robinet.
 - 14 ★ Clapet de retenue empêchant le retour par le purgeur lorsque le condensat est évacué par plusieurs purgeurs dans un collecteur commun. En position basse, le clapet bénéficie d'une colonne d'eau pour se refermer et permet un joint hydraulique. Nécessaire si plusieurs purgeurs refoulent ou évacuent dans un collecteur, sous pression ou non.
 - 15 ★ Hublot de verre permettant de voir si un purgeur refoule ou évacue correctement dans une conduite de retour de condensat sous pression. Rarement employé car le verre peut s'éroder ou éclater.
 - 16 ★ Drain (automatique) sensible à la température permettant à la conduite de se vider, pour empêcher tout avarie en cas de gel (voir note 4). Si le clapet (14) est au-dessus, le purgeur peut être à vidange automatique.
 - 17 Robinet d'isolement du collecteur.
 - 18 ★ Conduite de déviation (by-pass) est non recommandée car elle peut être laissée ouverte par inadvertance. Il vaut mieux prévoir un purgeur de secours.
- ★ L'astérisque repère les éléments facultatifs, non essentiels à la conception de base de la tuyauterie des purgeurs.

Filtres

Les filtres débarrassent la vapeur des saletés et du tartre qui peuvent s'introduire lorsqu'elle est acheminée dans le réseau. Ces appareils sont habituellement installés pour protéger d'autres éléments du système comme les vannes de réglage, les purgeurs et l'équipement à vapeur. Dans les systèmes de récupération des condensats, les filtres sont utilisés pour protéger les dispositifs de commande et les pompes.

Réservoirs de condensat et de détente

Les réservoirs de condensat ou autres appareils semblables sont des récipients utilisés comme point centralisé pour récupérer le condensat provenant des conduites principales ou de l'équipement à vapeur. Le condensat est habituellement pompé du réservoir jusqu'à sa destination finale. Les réservoirs de condensat sont généralement dotés d'un évent. *Même si la vapeur s'échappe visiblement de l'évent d'un réservoir de condensat, on ne doit jamais installer de vanne sur cet évent.* La pression exercée dans le réservoir dans ce cas pourrait dépasser la contrainte permmissible de l'unité ou d'autres dispositifs du système de récupération de condensat.

Les réservoirs de détente sont des contenants spéciaux où l'on permet au condensat de se transformer en *vapeur instantanée*. De plus amples détails sont donnés sur la vapeur instantanée à la section intitulée «Vapeur instantanée».

Isolants

L'isolant est un accessoire extrêmement important dans tout système à vapeur ou à condensat. On le pose sur les tuyaux pour minimiser les pertes de chaleur vers le milieu ambiant. En outre, il protège le personnel des tuyaux chauds. Lorsque les tuyaux de vapeur sont nus ou mal isolés, ils deviennent une source constante de gaspillage d'énergie et réduisent la pression de la vapeur à l'équipement desservi. En isolant la tuyauterie de vapeur, on peut réduire jusqu'à 90% des pertes d'énergie.

Pour de plus amples renseignements sur les isolants, consulter le module 1 intitulé «Isolation thermique des équipements».

Mesure et contrôle

La mesure et le contrôle des écoulements de vapeur et de condensat sont très importants pour déterminer le rendement des chaufferies, des systèmes à vapeur et à condensat, d'une seule pièce d'équipement ou d'un procédé entièrement alimenté en vapeur.

Dans des circonstances normales, il est plus facile et plus précis de mesurer le débit du liquide (c'est-à-dire le condensat) que de la vapeur. Il faut tenir compte de ce facteur lors de la sélection de l'emplacement des points de mesure.

Il existe plusieurs appareils de mesure de débit de la vapeur et du condensat. Les orifices de jaugeage (plaques à orifices), les tuyères, les débitmètres et les compteurs volumétriques en sont quelques-uns. Consulter le module 15 intitulé «Mesures et contrôles» pour de plus amples détails sur les appareils de mesure de débit.

Pertes d'énergie

L'objectif principal d'un système à vapeur est de fournir de la chaleur aux bâtiments et aux procédés. Un pourcentage de cette énergie est toutefois gaspillé à cause de pertes dues au système. Les pertes les plus importantes sont celles dues aux purgeurs de vapeur. Les pertes de chaleur dues à la tuyauterie, les fuites, les pertes de vapeur instantanée, l'évacuation des condensats aux drains et les pertes dues au système en sont des exemples.

Pertes dues aux purgeurs de vapeur

Les pertes dues aux purgeurs de vapeur sont difficiles à déceler. Les pertes sont généralement causées par le mauvais fonctionnement d'un purgeur (fuite), la mauvaise sélection ou dimension du purgeur et son mauvais emplacement. Dans un système de distribution de vapeur, il peut y avoir en moyenne 25% de défektivité des purgeurs par année. Les fuites de vapeur d'un purgeur défectueux peuvent représenter 5 à 50% de sa capacité nominale.

Les pertes d'énergie sont souvent causées par un purgeur mal choisi pour l'application. L'erreur la plus fréquente est sans doute le surdimensionnement. En effet, les purgeurs de vapeur sont souvent choisis en fonction de fortes charges de condensat et ensuite mis en service aux endroits où les charges sont très faibles. Il y a ainsi perte de vapeur vive lorsque les pièces internes des purgeurs sont mal ajustées.

Le matériau dont est fabriqué un purgeur a une incidence énorme sur les fuites de vapeur. En plus d'être érosif, le condensat changé en vapeur instantanée est souvent corrosif. La conception d'un purgeur est déterminante, car le condensat peut contourner son clapet et corroder la partie filetée du capuchon en acier au carbone. Une telle corrosion provoquera à terme un bris du purgeur et un gaspillage d'énergie. Lorsque les purgeurs corrodés sont identifiés, ils doivent être immédiatement remplacés.

La table 5 détermine les pertes de vapeur au travers des orifices de divers diamètres sous différentes pressions de la vapeur évacuée à l'atmosphère.

On peut calculer le gaspillage annuel d'énergie provenant d'un purgeur qui fuit à l'aide de l'équation suivante:

$$Q = f_s \times h_{fg} \times h$$

où Q = Perte d'énergie (kJ/an)

f_s = Taux de fuite de vapeur (kg/h) (table 5)

h_{fg} = Chaleur latente de la vapeur à la pression du système (kJ/kg) (table 1)

= Durée de fonctionnement (h)

On peut calculer également le coût de la perte d'énergie.

$$\text{Coût} = f_s \times h \times C_s$$

où Coût = Coût total de l'énergie (\$/an)

$$C_s = \text{Coût unitaire de la vapeur (\$/kg)}$$

Dans l'exemple qui suit, un calcul simple permet de déterminer la quantité approximative d'énergie gaspillée en raison des fuites d'un seul purgeur.

Coût de la vapeur (C_s)	22\$/1 000 kg
Diamètre de l'orifice du purgeur	3,2 mm
Pression de la vapeur	690 kPa (eff.)
Chaleur latente de la vapeur à 690 kPa (eff.) (h_{fg})	2 047,9 kJ/kg (table 1)
Heures de service par année	8 760 heures

Selon la table 5, on obtient une perte de vapeur de 24 kg/h. La perte d'énergie totale peut être calculée.

$$\begin{aligned} Q &= f_s \times h_{fg} \times h \\ &= 24 \text{ kg/h} \times 2\,047,9 \text{ kJ/kg} \times 8\,760 \text{ h/an} \\ &= 430,6 \times 10^6 \text{ kJ/an} \end{aligned}$$

Le coût de la perte d'énergie peut être calculé comme suit:

$$\begin{aligned} \text{Coût} &= 24 \text{ kg/h} \times 8\,760 \text{ h/an} \times 0,022\$/\text{kg} \\ &= 4\,625\$/\text{an} \end{aligned}$$

Cet exemple illustre l'importance de la perte d'énergie due aux fuites d'un seul purgeur de vapeur. Plusieurs purgeurs défectueux dans un même système de distribution peuvent représenter une perte considérable d'énergie.

Pertes dues aux tuyaux et raccords non isolés

Les tuyaux, les réservoirs, les récipients, les raccords, les brides ou d'autres éléments de système non isolés représentent des sources importantes de pertes de chaleur.

Plus l'écart de température est grand entre le tuyau et le milieu ambiant, plus la perte de chaleur est importante. La réduction des pertes de chaleur est fonction directe de l'augmentation de l'épaisseur de l'isolant. On atteint toutefois un point où l'ajout d'isolant n'est plus économique. Pour obtenir de plus amples renseignements sur l'épaisseur recommandé des isolants, consulter le module 1 intitulé «Isolation thermique des équipements».

On peut déterminer la perte de chaleur provenant de tuyaux non isolés à l'aide de la table 6 et de la feuille de travail 8-2. La table 6 donne la quantité d'énergie perdue par des tuyaux en acier non isolés à une température ambiante de 21,1°C. Si la température ambiante diffère de cette valeur, la perte de chaleur varie en proportion, cependant cette table peut être utilisée pour la plupart des applications intérieures.

Les pertes d'énergie ne se limitent pas aux réseaux de tuyauteries. L'équipement de procédé et les appareils de chauffage peuvent également constituer des sources importantes de gaspillage. À une pression de vapeur normale de 200 kPa (eff.), chaque 30 m² de surface chauffée et non isolée peut représenter une perte de 1 kg/h de vapeur.

Les vannes, les brides et les raccords sont également une source fréquente de perte d'énergie. On peut estimer, qu'une bride non isolée équivaut à peu près à 610 mm de tuyauterie non isolée. Dans le cas des vannes et des raccords, les longueurs équivalentes peuvent être obtenues auprès du manufacturier.

Considérons par exemple un système de distribution de vapeur de NPS 6 doté de 10 paires de brides non isolées. La longueur équivalente de tuyauterie nue de NPS 6 peut être calculée comme suit:

Longueur équivalente = 10 paires de brides x 610 mm par paire

$$= 6\,100\text{ mm}$$

ou 6,1 mètres

Disons que la température de surface du tuyau est de 121°C et que le système fonctionne 8 760 heures par année. On peut utiliser la table 6 pour déterminer la perte de chaleur due à la tuyauterie nue en watts heures par mètre (Wh/m) de longueur pour chaque heure de service.

Selon la table 6, la perte de chaleur due à la tuyauterie nue par mètre par heure est d'environ 600 W/m.

Perte annuelle de chaleur = perte de chaleur/mètre de longueur x longueur x heures de service par année.

$$= 600 \times 6,1 \times 8\,760$$

$$= 32\,061\,600\text{ Wh/an}$$

Le coût de la vapeur étant de 22\$/1 000 kg, on peut calculer la perte annuelle de chaleur.

À partir de la table 1, on obtient une enthalpie de vapeur à 121°C de 2 707 kJ/kg. Il s'agit de l'équivalent de 752 Wh/kg.

$$\text{Coût annuel de la perte de chaleur} = \frac{32\,061\,600}{752} \times 0,022\$$$

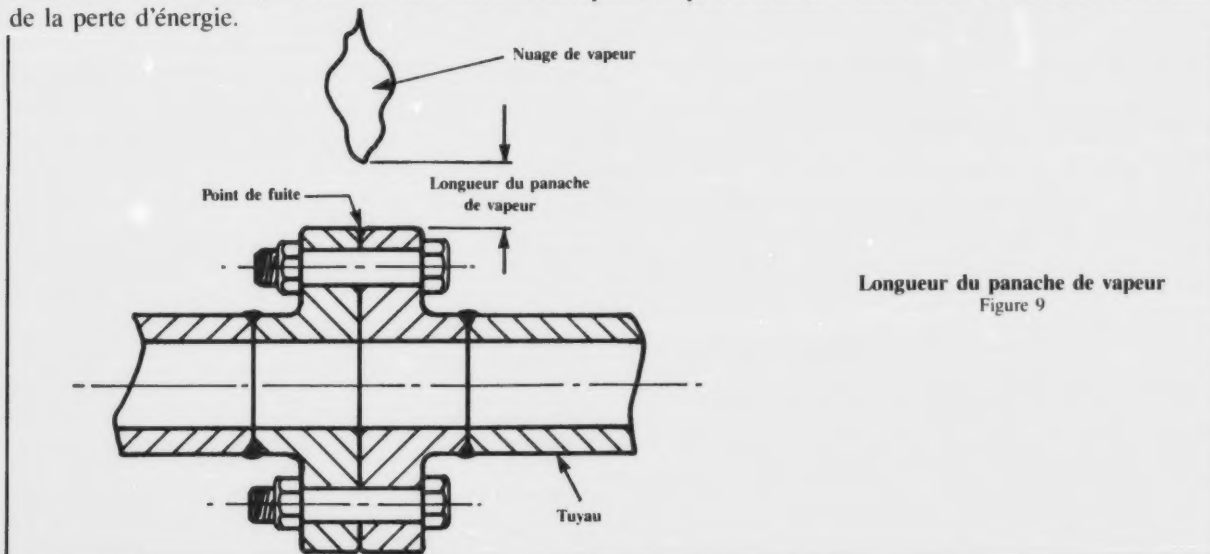
$$= 938\$ \text{ par an}$$

Comme on peut le constater, il s'agit d'une importante perte d'énergie due à seulement 10 paires de brides de NPS 6 non isolées.

Fuites

Chaque fuite aux raccordements de tuyaux et de vannes d'un système de distribution représente des pertes d'argent par le gaspillage d'énergie. On peut avoir une idée des pertes horaires de la vapeur dues aux fuites en se servant de la table 7. On mesure la longueur du panache de vapeur, soit la distance approximative entre la source de fuite et le point où la vapeur se condense en eau (figure 9). Une fois la longueur du panache repérée sur le diagramme, on se déplace verticalement pour déterminer le point d'intersection avec la courbe. On peut lire la perte de vapeur par heure à partir de l'ordonnée.

Par exemple, pour une longueur de panache de 600 mm, la table 7 donne une perte de vapeur de 7,5 kg/h. À l'aide de ces données, et connaissant le coût de la vapeur, on peut facilement calculer le coût annuel ou horaire de la perte d'énergie.



Vapeur instantanée

Il y a formation de condensat à la température de saturation de la vapeur. Lorsque le condensat est évacué dans un espace de basse pression, sa température descend à la température de saturation correspondant à cette dernière pression. La chaleur dégagée à cause de la baisse de température vaporise une quantité de condensat qui se transforme en *vapeur instantanée*. Le condensat et la vapeur instantanée se séparent avant que le condensat ne soit pompé à la chaudière ou rejeté à l'égout. Ceci est normalement produit dans un *réservoir de détente*. La vapeur instantanée peut être évacuée à l'atmosphère ou récupérée pour des applications nécessitant une vapeur à basse pression.

Il peut se produire une vaporisation instantanée à l'orifice de sortie des purgeurs, à la sortie de vidange d'eau de la chaudière ou à l'intérieur même de la tuyauterie. Dans un système haute pression, cette vapeur peut être récupérée et utilisée pour chauffer les locaux et des procédés à basse température.

On peut calculer le pourcentage de condensat pouvant se transformer en vapeur instantanée à l'aide de l'équation suivante.

$$\% \text{ vapeur instantanée} = \frac{(h_{f1} - h_{f2})}{h_{fg2}} \times 100$$

où h_{f1} = Enthalpie du condensat à haute pression avant évacuation (kJ/kg)

h_{f2} = Enthalpie du condensat à basse pression lors de l'évacuation (kJ/kg)

h_{fg2} = Chaleur latente d'évaporation de la vapeur instantanée à basse pression (kJ/kg).

On peut calculer la quantité totale de vapeur instantanée récupérable comme suit:

$$f_{fs} = f_c \times \% \text{ Vapeur instantanée}$$

où f_{fs} = Débit de la vapeur instantanée (kg/h)

f_c = Débit du condensat (kg/h) (quantité réelle mesurée).

On peut également calculer l'énergie contenue dans la vapeur instantanée.

$$Q_f = f_{fs} \times (h_{f1} - h_{f2})$$

où Q_f = énergie contenue dans la vapeur instantanée (kJ/h).

Perte du condensat rejeté au drain

Sauf lorsque le condensat peut être contaminé, il doit être retourné vers la source productrice de vapeur et être utilisé comme eau d'appoint de la chaudière pour les raisons suivantes:

- Le condensat contient de l'énergie calorifique. Par exemple, le condensat contient 376,94 kJ/kg d'énergie calorifique lorsque sa température est de 90°C. S'il est réutilisé comme eau d'alimentation de la chaudière pour remplacer l'eau de ville à 10°C dont l'énergie calorifique est de 41,99 kJ/kg, l'apport additionnel de 334,95 kJ d'énergie par kg d'eau de ville est nécessaire pour augmenter la température de cet eau à 90°C, la température du condensat de retour.
- Le condensat contient des produits chimiques de traitement d'eau qui retournent à la chaudière et par conséquent, réduisent le coût du traitement de l'eau de cette dernière.

Il y a des cas où le condensat ne peut être récupéré de l'équipement à chauffage indirect. Lorsqu'il s'agit du chauffage de l'huile végétale ou du glucose dans des échangeurs de chaleur, un bris de l'échangeur de chaleur pourrait entraîner le mélange de la substance chauffée avec le condensat. Si ce condensat est retourné et réutilisé comme eau d'alimentation de la chaudière, le produit mélangé avec le condensat encrasserait les surfaces internes d'échange de chaleur de la chaudière. Le rendement de cette dernière en serait réduit ou, dans un cas extrême, la chaudière pourrait éclater. En effet, chaque application doit faire l'objet d'une étude particulière. Si le condensat n'est pas réutilisé, il faut examiner les possibilités d'utiliser l'énergie calorifique contenue dans le condensat à d'autres fins.

Pertes dues aux systèmes

Dans tout système de distribution de vapeur et de récupération de condensat il faut bien se poser la question suivante: «*La disposition du système est-elle appropriée?*».

Souvent les changements apportés aux systèmes, le retrait ou l'installation d'équipements, une consommation réduite de vapeur ou d'autres facteurs semblables ont été effectués sans tenir compte de l'ensemble du système. Les points suivants devraient être examinés pour s'assurer que le système fonctionne efficacement.

- Y a-t-il de la tuyauterie de vapeur ou de condensat inutilisée qui n'a pas été débranchée ou au moins isolée? Si cette tuyauterie ne sert plus, elle devrait être enlevée puisqu'elle représente un gaspillage de chaleur.
- La tuyauterie est-elle aussi courte que possible entre la source de production et le point de consommation? Souvent la tuyauterie est acheminée en périphérie d'une installation pour atteindre l'équipement au lieu d'être directement amenée à celle-ci. Un surplus de tuyauterie représente des surfaces additionnelles et par conséquent un gaspillage de chaleur.
- La canalisation est-elle surdimensionnée? La surface d'un tuyau de NPS 6 est d'environ 50% supérieure à celle d'un tuyau de NPS 4 et la perte de chaleur est plus grande pour la même température de vapeur. Dans plusieurs installations, il y a possibilité de réduire le diamètre de la tuyauterie parce qu'il y a diminution de la consommation de la vapeur.
- Les purgeurs de vapeur sont-ils surdimensionnés? Souvent, dans le cadre d'un programme d'économie de vapeur, on réduit la consommation de vapeur et, par ce fait, la quantité de condensat sans pour autant réduire les dimensions des purgeurs de vapeur correspondant aux débits réduits.
- Les caractéristiques d'utilisation de la vapeur ont-elles changées? Souvent les conduites principales de vapeur desservant l'équipement de chauffage d'un bâtiment ne sont pas fermées lorsque l'appareillage de chauffage n'est pas requis.
- S'il y a des appareils de mesure, les lectures sont-elles relevées et enregistrées sur une base quotidienne ou hebdomadaire? Les données sont-elles analysées? Ces données identifient souvent des sources de problèmes.
- Le condensat est-il récupéré?

Pression à la chaufferie

La pression de production de vapeur de la chaufferie doit être maintenue à la valeur minimale pratique pour répondre aux exigences du système. En général, lorsque la chaufferie est installée près des charges, la pression de service doit être juste assez élevée pour répondre aux exigences des appareils terminaux et compenser le frottement mineur et les pertes dues aux vannes de réglage. Si le générateur de vapeur est installé loin des charges, on recommande d'examiner la possibilité de faire fonctionner le système de distribution de vapeur à une pression plus élevée pour réduire le diamètre de la tuyauterie. Il faut toutefois réaliser qu'à des pressions supérieures, l'équipement de production de vapeur et de l'appareillage coûtent plus cher et qu'il y a également augmentation de la perte de chaleur à travers la tuyauterie de distribution.

Techniques d'identification des pertes dues aux purgeurs de vapeur

Dans bien de cas, il est possible d'identifier les sources de pertes d'énergie par inspection visuelle. Par exemple, il est relativement facile de voir s'il manque de l'isolant sur un tuyau de vapeur ou sur l'équipement de procédé. Un autre indice est la présence de panache de vapeur instantanée jaillissant des tuyaux d'évent, des réservoirs de condensat ou d'autres parties du système de distribution.

Les purgeurs de vapeur défectueux semblent constituer la source de perte d'énergie qui attire le moins d'attention. Il suffit d'effectuer quelques essais simples pour déterminer si un purgeur est défectueux.

- Pour effectuer un essai visuel, il faut installer un robinet d'arrêt qui isole le purgeur de la conduite de retour de condensat et un robinet d'essai entre le robinet d'arrêt et le purgeur (figure 8). Lorsque le robinet d'arrêt est fermé et que le robinet d'essai est ouvert, on examine le mode d'évacuation du condensat. L'évacuation assurée par les purgeurs à flotteur inversé ouvert et à flotteur fermé avec purge d'air thermostatique doit être continue, tandis que celle des purgeurs thermodynamiques doit être continue ou intermittente selon la charge. S'il y a un puissant jet continu de couleur «bleuâtre», cela signifie que le purgeur fuit. Par contre, une vapeur instantanée normale forme un nuage de vapeur blanchâtre qui s'élève lentement par intermittence. Malheureusement, la vapeur n'est pas visible lorsque le purgeur évacue le condensat à un système collecteur. Les méthodes ci-dessous peuvent être suivies pour évaluer la possibilité d'une fuite de purgeur.

- À l'aide d'un détecteur de son ou d'une tige en acier appuyé sur l'oreille, écouter le bruit de la tuyauterie d'évacuation du purgeur. Il faut une certaine expérience pour effectuer cette opération et celle-ci peut ne pas donner de bons résultats lorsqu'il y a beaucoup de bruit de fond. Le stéthoscope est un exemple de détecteur de son.

- Asperger le purgeur de quelques gouttes d'eau. L'eau doit immédiatement commencer à se vaporiser. Dans le cas contraire, c'est que le purgeur est froid et qu'il n'évacue pas de condensat comme prévu.
- Les essais sonores s'effectuent à l'aide d'un détecteur à ultrasons. Lorsqu'il y a circulation dans un purgeur, celui-ci émet une vibration ultra-sonore imperceptible que le détecteur capte, amplifie et rend perceptible. Les purgeurs à flotteur inversé ouvert sont relativement silencieux et leurs cycles d'ouverture et de fermeture s'effectuent à intervalle régulier selon la charge du condensat et la pression de la vapeur. Les tintements du flotteur heurtant la paroi du purgeur indiquent qu'il évacue de la vapeur. Pour vérifier un purgeur à disque, on place le détecteur directement en contact avec le haut du purgeur. Un purgeur à disque en bon état exécute un cycle toutes les 6 à 10 secondes. Si les cycles sont plus courts, cela signifie que le purgeur perd trop de vapeur et doit être remplacé.
- Les essais au pyromètre (appareil de mesure de température ultra sensible et précis) permettent de mesurer avec grande précision la température de surface des tuyauteries d'entrée et d'évacuation du purgeur. Si la température d'évacuation est aussi élevée que la température d'entrée. Il se peut que le purgeur laisse passer de la vapeur. Des hausses et des baisses de température dans les tuyaux d'évacuation sont un signe d'évacuation intermittente. Si aucun cycle n'est décelé sur un purgeur à disque en opération, c'est probablement qu'il est bloqué en position ouverte. On vérifie les purgeurs à soufflet à la tuyauterie de sortie où la température varie selon la charge du condensat. Si aucune variation d'écoulement n'est perceptible, il se peut que le purgeur laisse passer de la vapeur.
- Installer des verres de contrôle dans le tuyau d'évacuation du purgeur pour en surveiller visuellement l'évacuation. *Il faut faire attention puisque la vitre peut s'éroder avec le temps et présenter un risque d'éclatement.*

Effets de la détente de la pression

La vapeur est normalement produite à la pression de l'appareil nécessitant la plus haute pression du système. On doit alors utiliser des vannes de réduction de pression ou d'autres mécanismes qui abaissent la pression de la vapeur pour les applications à moyenne et à basse pression.

Dans une vanne de réduction de pression, la détente se produit sans perte de chaleur. Ainsi, dans le cas de la vapeur saturée, une réduction de pression entraîne un dégagement de vapeur surchauffée provenant de la vanne de réduction de pression. On peut démontrer ce phénomène à l'aide de l'exemple suivant.

Un système a été conçu pour distribuer de la vapeur saturée à 300 kPa (abs.). Un appareil du système exige de la vapeur saturée à 150 kPa (abs.). Il faut installer une vanne de réduction de pression pour abaisser la pression. Comme il n'y a pas de perte de chaleur, l'enthalpie de la vapeur à 300 et 150 kPa (abs.) demeure la même. On obtient de la table 1, les valeurs suivantes pour les conditions de vapeur saturée:

h_g à 300 kPa (abs.) = 2 724,7 kJ/kg

h_g à 150 kPa (abs.) = 2 693,7 kJ/kg

Comme l'enthalpie totale de la vapeur ne change pas, la différence d'enthalpie représente la quantité de surchauffe contenue dans la vapeur de pression réduite due à la réduction de pression. La différence d'enthalpie, $2\,724,7 - 2\,693,7 = 31,3$ kJ/kg représente la quantité de surchauffe contenue dans la vapeur à pression réduite.

La vapeur de la plupart des systèmes à moyenne et basse pressions contient d'importantes quantités de condensat. Ce condensat absorbe l'énergie de surchauffe et retourne la vapeur à l'état saturé sur une courte distance en aval du poste de réduction de pression.

Comme nous l'avons déjà mentionné, les propriétés d'échange calorifique de la vapeur surchauffée ne sont pas aussi bonnes que celles de la vapeur saturée et il faut éviter à tout prix de chauffer avec de la vapeur surchauffée. Dans certains cas, la vapeur surchauffée est utilisée pour fournir de la vapeur saturée sèche pour les stérilisateurs à vapeur vive ou les Turbines.

Compression en phase vapeur

Sur certaines grandes installations basse pression, un ou plusieurs appareils peuvent avoir besoin d'une vapeur à plus haute pression pour fonctionner. Dans de tels cas, il est généralement plus économique d'installer une chaudière locale à haute pression plutôt que de produire toute la vapeur du système à haute pression. Cependant, il est également possible de comprimer de la vapeur basse pression. La compression en phase vapeur consiste à comprimer physiquement la vapeur au moyen d'un compresseur enfin d'augmenter la pression. La compression de la vapeur en augmente l'enthalpie et produit de la vapeur surchauffée à une pression supérieure. L'énergie transmise à la vapeur par le compresseur peut être récupérée en désurchauffant la vapeur à l'aide d'injections contrôlées d'eau traitées.

Les principes techniques d'avant-garde et les appareils pour la compression en phase vapeur ne font pas l'objet du présent module.

Utilisation de la vapeur

L'utilisation efficace de la vapeur dépend de la température à laquelle le condensat quitte les appareils desservis, soit de l'efficacité avec laquelle ces appareils terminaux extraient l'énergie de la vapeur. Dans un système fermé, dans lequel l'équipement terminal retourne le condensat par le biais d'un purgeur de vapeur, seule la chaleur latente de vaporisation ou la chaleur latente et une partie de la chaleur sensible du condensat chaud peuvent être utilisées. Plus le système extrait de chaleur sensible, plus l'utilisation de l'énergie qu'il transporte est efficace. La vapeur est également employée dans des procédés à injection directe où presque toute la chaleur sensible est utilisée. Il faut alors compenser le condensat consommé par de l'eau froide au niveau de la chaudière.

Considérons la vapeur saturée alimentant un échangeur de chaleur avec un débit de 600 kg/h à 1 600 kPa (abs.). La température mesurée du condensat de l'échangeur de chaleur aux purgeurs de vapeur est de 190°C. On peut déterminer l'énergie utilisée par l'échangeur de chaleur en suivant la méthode ci-dessous.

On peut effectuer les calculs suivants à partir des valeurs d'enthalpie obtenues à partir de la table 1 pour la vapeur à 1 600 kPa (abs.), et le condensat à 190°C.

On peut calculer l'énergie d'alimentation à l'échangeur de chaleur comme suit:

$$\begin{aligned}\text{Énergie d'alimentation } (Q_T) &= f_s \times h_g \\ &= 600 \times 2\,791.7 \\ &= 1.675 \times 10^6 \text{ kJ/h}\end{aligned}$$

On peut calculer l'énergie du condensat évacuée par l'échangeur de chaleur comme suit:

$$\begin{aligned}\text{Énergie évacuée} &= f_c \times h_f \\ &= 600 \times 807.52 \\ &= 0.485 \times 10^6 \text{ kJ/h}\end{aligned}$$

On peut alors calculer l'énergie utilisée par l'échangeur de chaleur.

$$\begin{aligned}\text{Énergie utilisée } (Q_u) &= \text{énergie d'alimentation} - \text{énergie évacuée} \\ &= (1.675 \times 10^6) - (0.485 \times 10^6) \\ &= 1.19 \times 10^6 \text{ kJ/h}\end{aligned}$$

Le résultat peut être transformé en pourcentage d'énergie utile comme suit:

$$\begin{aligned}\text{Pourcentage d'énergie utile} &= \frac{Q_u}{Q_T} \times 100 \\ &= \frac{1.19 \times 10^6}{1.675 \times 10^6} \times 100 \\ &= 71.04 \%\end{aligned}$$

Utilisation de la vapeur instantanée

L'exemple précédent démontre que 71,04 % de l'énergie produite par le système à vapeur a été utilisé par l'échangeur de chaleur. Il est toutefois possible d'accroître l'efficacité du système en utilisant la vapeur instantanée.

La teneur en chaleur latente de la vapeur instantanée pourrait être utilisée pour le chauffage des locaux, le préchauffage de l'eau, de l'huile ou d'autres liquides ou pour le chauffage des procédés à basse pression. On peut utiliser directement la vapeur instantanée récupérée ou comme source d'appoint dans un système basse pression.

L'énergie utile de l'échangeur de chaleur déterminée plus haut était de $1,19 \times 10^6$ kJ/h. En raccordant le purgeur à un réservoir de détente maintenu à 169 kPa (abs.), la vapeur instantanée serait récupérée. Celle-ci est utilisée comme supplément de vapeur pour alimenter des serpentins de chauffage à air alimentés en vapeur saturée à 169 kPa (abs.). Ces appareils évacuent du condensat au purgeur de vapeur à une température de 82°C.

On peut calculer le pourcentage de vapeur instantanée contenue dans le condensat à 190°C [1 255 kPa (abs.)] et évacuée à 169 kPa (abs.) par l'équation suivante:

$$\% \text{ de vapeur instantanée} = \frac{(h_{f1} - h_{f2})}{h_{fg2}} \times 100$$

On obtient les valeurs suivantes à partir de la table 1.

Enthalpie du condensat (h_{f1}) à 190°C [1 255 kPa (abs.)] 807,52 kJ/kg

Enthalpie du condensat (h_{f2}) à 169 kPa (abs.) 482,5 kJ/kg

Chaleur latente de vaporisation contenue dans la vapeur (h_{fg2}) à 169 kPa (abs.) 2 216,2 kJ/kg.

$$\% \text{ de vapeur instantanée} = \frac{807,52 - 482,5}{2\,216,2} \times 100$$

$$= 14,7\%$$

$$\text{Quantité de vapeur instantanée } (f_s) = 600 \text{ kg/h} \times \frac{14,7}{100}$$

$$= 88,2 \text{ kg/h à } 169 \text{ kPa (abs.)}.$$

On peut maintenant calculer l'énergie contenue dans la vapeur instantanée (Q_a) récupérable pour alimenter les serpentins de chauffage à air.

Enthalpie de la vapeur saturée (h_g) à 169 kPa (abs.) = 2 698,7 kJ/kg (table 1)

Enthalpie du condensat (h_f) à 82°C = 343,31 kJ/kg (table 1)

$$Q_a = f_s \times (h_g - h_f)$$

$$Q_a = 88,2 \times (2\,698,7 - 343,31)$$

$$= 0,21 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

Énergie d'alimentation totale fournie (Q_t) = $1,675 \times 10^6$ kJ/h (déjà calculée).

Énergie utilisée par l'échangeur de chaleur = $1,19 \times 10^6$ kJ/h (déjà calculée).

Énergie contenue dans la vapeur instantanée (Q_a) = $0,21 \times 10^6$ kJ/h (déjà calculée).

On peut maintenant calculer l'énergie totale utilisée par l'échangeur de chaleur et récupérable contenue dans la vapeur instantanée:

$$\text{Énergie totale utilisée} = (1,19 \times 10^6) + (0,21 \times 10^6)$$

$$= 1,4 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

$$\begin{aligned}\% \text{ d'utilisation} &= \frac{1,4 \times 10^6}{1,675 \times 10^6} \times 100 \\ &= 83,58\%\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Énergie contenue dans le condensat} &= \text{énergie d'alimentation totale } (Q_t) - \text{énergie utile totale.} \\ &= (1,675 \times 10^6) - (1,4 \times 10^6) \\ &= 0,275 \times 10^6 \text{ kJ/h}\end{aligned}$$

En intégrant les sources de vapeur fonctionnant à deux pressions différentes, la quantité de vapeur utile a augmentée de $1,19 \times 10^6$ kJ/h à $1,4 \times 10^6$ kJ/h.

Le résumé suivant compare les deux exemples précédents et expose les différences avec et sans récupération de vapeur instantanée.

Paramètres	Sans récupération de vapeur instantanée	Avec récupération de vapeur instantanée
Débit de vapeur	600 kg/h	600 kg/h
Température de vapeur	201,37°C	201,37°C
Pression de vapeur	1 600 kPa (abs.)	1 600 kPa (abs.)
Pression du réservoir de détente	Sans réservoir de détente, soit 101,325 kPa (abs.)	169 kPa (abs.)
% vapeur instantanée	—	14,7%
Vapeur instantanée récupérée	—	88,2 kg/h à 169 kPa (abs.)
Enthalpie de la vapeur Instantanée	—	$0,21 \times 10^6$ kJ/h
Énergie d'alimentation totale	$1,675 \times 10^6$ kJ/h	$1,675 \times 10^6$ kJ/h
Énergie utile totale	$1,19 \times 10^6$ kJ/h	$1,40 \times 10^6$ kJ/h
Pourcentage d'énergie utile	71,04%	83,58%

Analyse énergétique

Les systèmes à vapeur et à condensat offrent des possibilités de gestion de l'énergie dans les installations industrielles, les bâtiments commerciaux et les immeubles de caractère public. Un grand nombre de ces possibilités sont identifiables lors d'une analyse au passage de l'installation. Cette analyse donne habituellement de meilleurs résultats lorsqu'elle est effectuée par une personne nouvelle et familière avec les possibilités d'économie d'énergie. Voici une liste des possibilités de gestion de l'énergie types qui pourraient être identifiées lors d'une analyse au passage.

- Mauvaise installation des purgeurs de vapeur.
- Purgeurs de vapeur fuyants ou défectueux.
- État, épaisseur et type des isolants posés sur les conduites de vapeur et de condensat, les réservoirs de condensat et autres équipements.
- Fuites au niveau de la tuyauterie et autour des brides et des vannes.
- Évacuation des condensats aux égouts.
- Pression de vapeur ou température plus hautes que requises.
- Tuyauterie pouvant être raccourcie en relocalisant l'équipement.
- Utilisation de la vapeur lorsque des fluides chauds de procédés peuvent être utilisés comme source de chaleur.
- Panaches de vapeur instantanée visibles aux événements des réservoirs de condensat.
- Points de consigne du système de régulation non réglés pour des conditions optimales.
- Appareils de mesure en panne ou évidemment mal réglés.
- Réseau de tuyauteries inutilisé non isolé et fonctionnement inutile d'équipement.

Un personnel de direction et d'exploitation vigilant et muni d'un bon programme d'entretien peut réduire le gaspillage d'énergie, accroître l'efficacité d'utilisation de l'énergie et réaliser des économies. La Liste de contrôle 8-1 peut servir de guide pour organiser les données relatives aux purgeurs de vapeur recueillies lors d'une analyse au passage.

Les sources de gaspillage d'énergie relevées au cours de l'analyse au passage ne sont pas toutes aussi faciles à analyser que celles que nous venons de mentionner. On peut noter, par exemple, qu'une conduite de vapeur ou de condensat n'est pas isolée et qu'elle perd de la chaleur au milieu ambiant. La première réaction serait sans doute d'isoler la conduite pour diminuer la perte de chaleur. Mais avant de prendre des mesures concrètes, il est important de se poser les questions suivantes:

- Combien d'isolant faut-il?
- Quel type d'isolant faut-il employer?
- Est-ce que les économies d'énergie et d'argent couvriront les frais d'installation de l'isolant?

Il faut procéder à une analyse de diagnostic pour déterminer, à l'aide de calculs, l'importance de la perte de chaleur et jusqu'à quel point elle peut être diminuée par l'installation de l'isolant. La réduction des pertes d'énergie représente une économie en dollars. En tenant compte de cette dernière, du coût d'achat et des frais d'installation de l'isolant, il suffit de faire quelques calculs pour déterminer la viabilité financière de cette possibilité.

La mise en oeuvre des Possibilités de gestion de l'énergie peuvent se diviser en trois catégories.

- Les *Possibilités de maintenance* sont des initiatives d'économie d'énergie *exécutées de façon périodique, au moins une fois par année.*
- Les *Possibilités d'amélioration de coût modique* sont des initiatives de gestion de l'énergie *réalisées en une seule fois et dont le coût n'est pas élevé.*
- Les *Possibilités de rénovation* sont des initiatives de gestion de l'énergie *réalisées en une seule fois et dont le coût est important.*

Rappelons que la différence en argent entre les possibilités d'amélioration de coût modique et les possibilités de rénovation sont habituellement fonction de l'importance, du type et de la politique financière de l'entreprise.

Résumé

Un personnel de conception, d'exploitation et d'entretien vigilant et au courant des possibilités d'économie d'énergie peut réduire les pertes d'énergie des systèmes à vapeur et à condensat et, par le fait même, réaliser des économies.

Les fuites de vapeur au niveau des purgeurs et d'autres éléments des réseaux de tuyauteries constituent la source principale des pertes dans un système. Une isolation insuffisante et des pertes de vapeur instantanée sont également des sources importantes de gaspillage d'énergie. Il est important d'élaborer des méthodes efficaces d'identification et de quantification des pertes afin de prendre les meilleures mesures correctrices. Par exemple, s'il est bien suivi, un programme d'entretien des purgeurs réduira la consommation d'énergie et rentabilisera très rapidement la mise de fonds.

On ne saurait trop insister sur l'importance de la récupération de l'énergie. Partout où cela est possible, il faut s'efforcer de récupérer et de réutiliser la vapeur instantanée, de retourner tout le condensat à la source de production de la vapeur et de récupérer l'énergie calorifique gaspillée.

La question de la gestion de l'énergie doit être abordée avec un esprit ouvert. Les points énumérés dans la section Possibilités de gestion de l'énergie du présent module peuvent suggérer d'autres possibilités de gestion de l'énergie qui seraient applicables à une installation spécifique. De plus, si le personnel de gestion, d'exploitation ou d'entretien montre une vigilance accrue, un peu d'imagination et avec ou sans l'aide de spécialistes, les coûts énergétiques et d'exploitation peuvent être réduits.

Calcul de la vitesse de circulation de la vapeur

Feuille de travail 8-1

Entreprise: COMPAGNIE XYZ LTÉE Date: 20 FÉVRIER 1985

Endroit: ANYTOWN Par: MBE

Diamètre intérieur de la conduite de vapeur 0,1541 m

Débit de vapeur (w) 13 608 kg/h

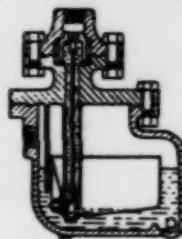
Volume spécifique de la vapeur (v_g) 0,25888 m³/kg

$$\begin{aligned} \text{Section de la conduite (A)} &= \frac{3,142 \times (\text{diam. int.})^2}{4} \\ &= \frac{3,142 \times (0,1541)^2}{4} \\ &= 0,0187 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Vitesse (V)} &= \frac{w \times v_g}{A \times 3\,600} \\ &= \frac{13\,608 \times 0,25888}{0,0187 \times 3\,600} \\ &= 52,33 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Pour les conduites principales de vapeur, la vitesse devrait se situer entre 40 et 60 m/s. Si la vitesse dépasse 75 m/s, il faut réduire le débit ou employer une conduite de plus grand diamètre.

APPAREILLAGE



La vapeur est transportée de sa source de production à son point de consommation à travers un réseau de tuyauteries, de vannes et de raccords. Pareillement, les condensats sont récupérés à divers points du système et retournés à la chaufferie. Avant de traiter à fond les systèmes à vapeur et à condensat types, les éléments les plus courants de ces systèmes font l'objet de l'analyse suivante.

Tuyauterie et raccords

Un système à vapeur et à condensat est constitué de tuyauteries et d'une vaste gamme de raccords.

Tuyauterie

La tuyauterie des systèmes à vapeur et à condensat est habituellement en acier au carbone de diamètre nominal de NPS ½ à NPS 36. Des tronçons droits de 3 à 12 m sont disponibles et reliés par des raccords ou par soudure pour former un réseau de tuyauteries.

Les raccords peuvent être à brides, à souder ou à visser. Ils sont également identifiés par le diamètre nominal (NPS) et le numéro de série et construits dans les mêmes matériaux que la tuyauterie.

Mamelons de purge

Un mamelon de purge (figure 6), construit à partir de tuyaux et de raccords, est utilisé pour recueillir les condensats. Ces mamelons sont habituellement installés à tous les points bas d'un système à vapeur et en tout point où le condensat peut s'accumuler, comme à l'extrémité des conduites principales et au bas des tuyaux de montée. La figure 6 dresse aussi une liste des dimensions de tuyaux et des dimensions des mamelons de purge recommandées.

Le mamelon de purge doit pouvoir emmagasiner suffisamment de condensat pour fournir une pression en colonne d'eau au niveau du purgeur.

Filtres

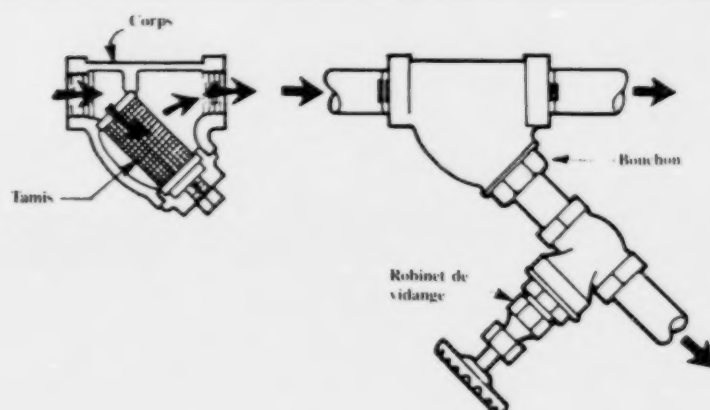
Les filtres sont des dispositifs qui débarrassent les conduites de vapeur et de condensat des saletés, de la rouille, du tartre et d'autres impuretés. Ils protègent l'appareillage ou empêchent la contamination de la vapeur. L'élément de base d'un filtre est le tamis qui est généralement constitué d'une toile métallique ou de métal perforé. Le tamis, habituellement amovible, est contenu dans un bâti ou corps qui permet au fluide d'y circuler au travers.

Certains purgeurs de vapeur sont susceptibles au colmatage et à l'encrassement. Pour éliminer ce problème, on utilise des filtres à tamis en toile métallique en amont du purgeur. Ce filtre retient presque toutes les particules de saletés, sauf les plus fines.

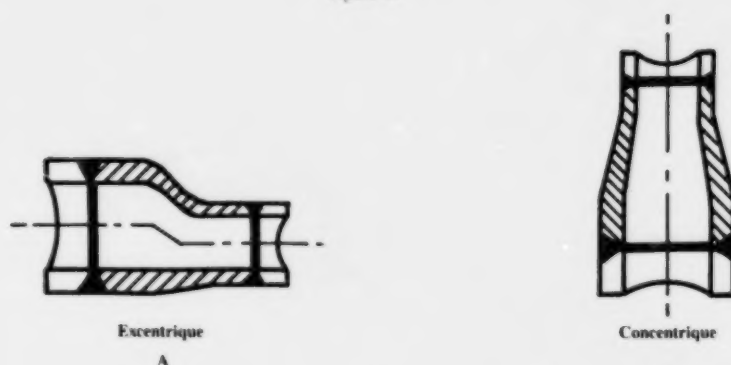
Les tamis en métal perforé sont généralement fabriqués en laiton, en monel ou en acier inoxydable anti-corrosif. Les deux derniers matériaux sont plus coûteux. Dans toutes les applications, les diamètres des perforations varient de 0,50 à 0,84 mm, tandis que les tamis en treillis en tombac ont des ouvertures de 0,25 mm.

Trois types de filtres sont d'usage courant dans les systèmes à vapeur et à condensat.

- Le filtre en Y est le type de filtre le plus utilisé (figure 10). On fixe quelquefois un robinet de drainage au bouchon de filtre pour faciliter le nettoyage. Lorsque le robinet est ouvert, on vidange les saletés et le tartre, ce qui réduit la fréquence d'enlèvement du tamis pour fins de nettoyage.
- Le filtre en T s'utilise sur des réseaux de tuyauteries de diamètre nominal de plus de NPS 12, lorsque les filtres en Y ne peuvent être utilisés à cause de leur encombrement.
- Le filtre double s'utilise lorsque la quantité de saletés et de tartre est excessive. Il comprend habituellement deux paniers-filtres montés côte à côte et le débit est dirigé vers l'un ou l'autre des paniers. Cette disposition permet de retirer un filtre pour fins de nettoyage pendant que l'autre demeure en place.



Filtre en Y
Figure 10



Réducteurs
Figure 11

Réducteurs

On installe des réducteurs pour raccorder un gros tuyau à un autre plus petit. Les réducteurs excentriques (figure 11A) doivent être installés de niveau avec la partie inférieure de la conduite pour minimiser les poches d'eau. Les réducteurs concentriques (figure 11B) sont habituellement installés dans les conduites verticales où l'accumulation d'eau n'est pas un facteur.

Coudes

Des coudes standard de 90 ou 45° sont installés pour changer la direction des conduites. Les coudes sont classés à long rayon (LR) ou à court rayon (SR). Le rayon d'un coude LR est égal à 1,5 fois le diamètre nominal du tuyau tandis que le rayon d'un coude SR est égal au diamètre nominal du tuyau. Dans certains cas, un coude réducteur de 90° peut être utilisé. Le rayon est alors égal au diamètre nominal du plus gros tuyau.

Raccords en T

On installe des raccords en T pour raccorder les branchements à la conduite principale. On rencontre des raccords en T droits, réducteurs ou arrondis. Pour les raccords en T droits, les dimensions des branchements sont les mêmes que celles de la conduite principale. Les raccords en T réducteurs ont des branchements plus petits que le diamètre de la conduite principale. Les raccords en T arrondis ont des branchements de plus grand diamètre que la conduite principale.

Brides

On peut également raccorder de l'équipement, des vannes et de la tuyauterie à l'aide de brides. Les vannes et l'équipement se retirent alors plus facilement pour l'entretien. Les brides peuvent être soudées ou vissées à la tuyauterie. Une garniture est placée entre les surfaces de contact de la bride pour assurer l'étanchéité du raccordement.

Purgeurs de vapeur

La grande variété de purgeurs de vapeur qui existe sur le marché détectent la différence entre la vapeur et le condensat à partir de l'une ou plus de trois propriétés physiques de base. Lorsqu'ils sont classés selon ces trois principes de fonctionnement, chaque modèle offre des avantages et des limites dont on doit tenir compte lors de la sélection d'un purgeur de vapeur pour une application particulière.

Les trois types purgeurs de vapeur se classent comme suit:

- Les purgeurs mécaniques (principe d'Archimède)
- Les purgeurs thermostatiques (action de la température)
- Les disques et les orifices (action de l'énergie cinétique).

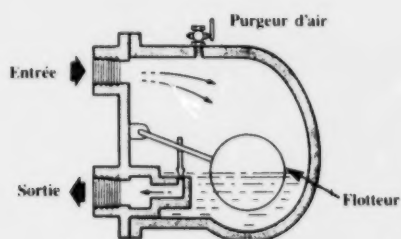
1. Le fonctionnement des *purgeurs mécaniques* est basé sur la différence de masse volumique entre la vapeur et le condensat. Ils fonctionnent selon le *principe d'Archimède* et sont offerts en plusieurs modèles.

Dans un purgeur à flotteur (figure 12), le flotteur suit le mouvement ascendant et descendant du niveau de condensat dans le purgeur. Ce type de purgeur peut continuellement évacuer le condensat par gravité et est généralement utilisé sur les séparateurs de vapeur, les serpentins, les stérilisateurs et autres appareils similaires.

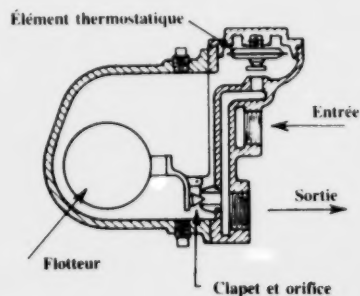
Le purgeur à flotteur fermé à purge d'air thermostatique est une combinaison (figure 13) du purgeur à flotteur et du purgeur thermostatique. Le flotteur agit sur le condensat tandis que le soufflet thermostatique assure l'écoulement de l'air et du gaz. Ce genre de purgeur peut ventiler de grands volumes d'air et de gaz, évacuer continuellement le condensat et répondre à des charges intermittentes tout en fonctionnant à des pressions différentielles extrêmement faibles. Il fonctionne généralement à des pressions variant du vide jusqu'à 1 400 kPa (eff.). On l'utilise pour régulariser la température des serpentins de vapeur, des aérothermes et des serpentins de chauffage.

Le purgeur à flotteur ouvert (figure 14) est constitué d'un flotteur en forme de cuve ouvert sur le dessus et fonctionnant selon le principe d'Archimède. La cuve flotte lorsque le condensat monte dans le purgeur et ferme l'orifice d'évacuation. Le surplus de condensat qui déverse dans la cuve fait couler cette dernière et l'orifice d'évacuation s'ouvre. La pression de la vapeur force ensuite le condensat à passer dans l'orifice ouvert pour faire flotter la cuve de nouveau et ainsi de suite. L'évacuation du condensat est intermittente et un différentiel de pression est requis entre l'entrée et la sortie. Ce type de purgeur est généralement utilisé sur les conduites principales de vapeur, les serpentins, les aérothermes, l'appareillage de blanchissage, les stérilisateurs et autres appareils de même type. Il n'est pas influencé par les impulsions ou les grandes variations de pression. Ce purgeur est utilisé à des pressions allant du vide jusqu'à 8 300 kPa (eff.). L'usage de ce type de purgeur décroît à cause de son encombrement, de son incapacité à ventiler et de ses exigences d'entretien.

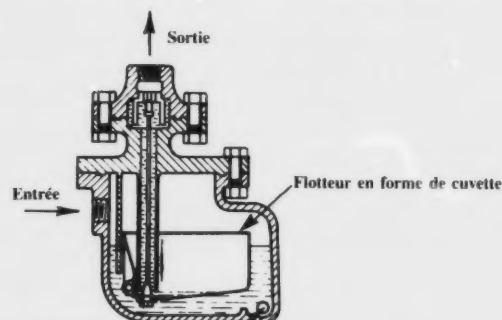
Le purgeur à flotteur inversé ouvert (figure 7) élimine les problèmes d'encombrement et de ventilation associés au purgeur à flotteur ouvert à cause de la cuve inversée. En effet, le purgeur ventile continuellement l'air et les gaz non compressibles tout en évacuant le condensat par intermittence. Il s'utilise à des pressions allant du vide jusqu'à 17 000 kPa (eff.), il est utilisé sur les mamelons de purge des conduites principales de vapeur et dans la plupart des applications de chauffage à vapeur. Quoique ce purgeur ne soit pas à l'épreuve du gel, certains modèles en acier inoxydable à paroi mince peuvent tolérer des cycles de gel et de dégel sans que leur fonctionnement en soit affecté.



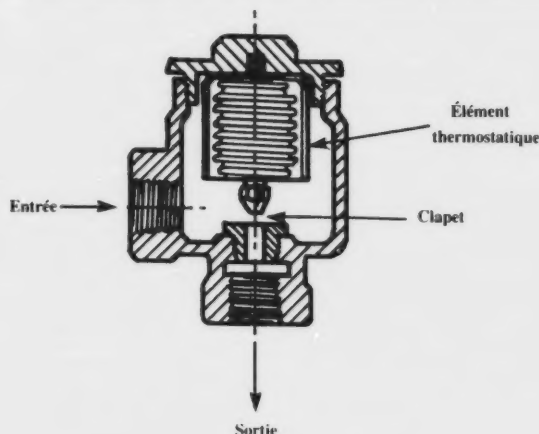
Purgeur à flotteur
Figure 12



Purgeur à flotteur fermé à purge d'air thermostatique
Figure 13



Purgeur à flotteur ouvert
Figure 14

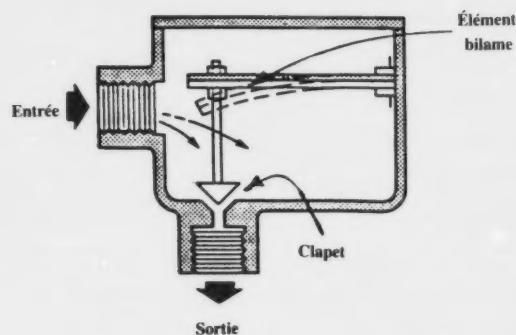


Purgeur thermostatique à soufflet
Figure 15

2. Le fonctionnement des *purgeurs thermostatiques* est basé sur la différence de température entre la vapeur et le condensat. Ils sont munis d'un soufflet, d'une bilame ou d'une capsule remplie de liquide et solidaire d'un clapet qui s'ouvre en présence de condensat et se ferme en présence de vapeur. Les raccords de tuyaux de ces purgeurs ont un diamètre nominal de NPS 1/2 à NPS 2 et ils sont utilisés pour des pressions sous vide et allant jusqu'à 2 070 kPa (eff.).

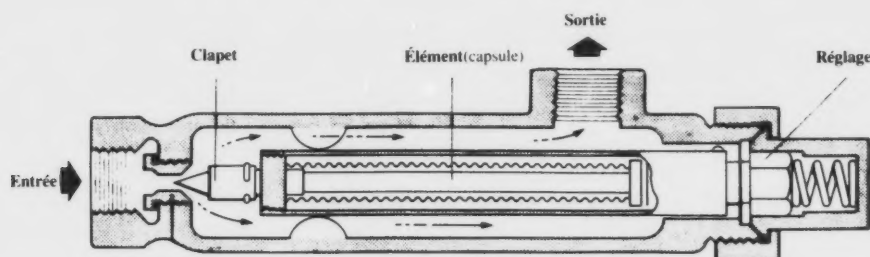
Le purgeur thermostatique à soufflet (figure 15) comporte un soufflet contenant un liquide dont le point d'ébullition est inférieur à celui de l'eau. Lorsque la vapeur entoure le soufflet, le liquide bout, ferme le clapet et restreint le débit du condensat. Il s'agit d'un purgeur à tension de vapeur qui s'utilise à n'importe quelle pression de la gamme de service du purgeur. Il est généralement utilisé pour un service de vapeur saturée basse pression lorsque les charges sont légères et stables, comme dans les radiateurs et les convecteurs des installations de chauffage commerciales.

Le purgeur thermostatique à bilames (figure 16) est constitué d'un élément bimétallique fabriqué de métaux dont le coefficient de dilatation diffère. L'élément change de forme en fonction des températures de la vapeur et du condensat et ouvre ou ferme l'orifice d'évacuation. Ce purgeur est généralement utilisé pour des applications à haute pression telles que le réchauffement des conduites, les tuyauteries à enveloppe chauffante et les appareils de transfert de chaleur à haute température. Ils ne réagissent qu'à la température et leur fonctionnement n'est pas influencé par la vapeur surchauffée et les coups de bélier. Ces phénomènes réduisent toutefois la durée de vie du purgeur.



Purgeur thermostatique à bilames
Figure 16

Les purgeurs thermostatiques à capsule thermostatique (figure 17) intègrent une capsule remplie d'hydrocarbure qui se dilate et se contracte en réaction aux variations de température. Ils ne fonctionnent qu'à des températures de 100°C ou moins. Ils s'utilisent principalement sur l'appareillage qui tolère une inondation partielle. Lorsque l'orifice d'extraction est ouvert à l'atmosphère, ce type de purgeur résiste au gel.

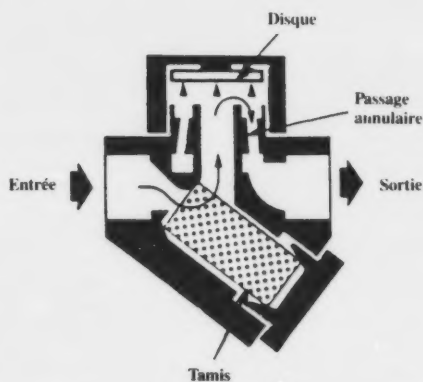


Purgeur thermostatique à capsule thermostatique
Figure 17

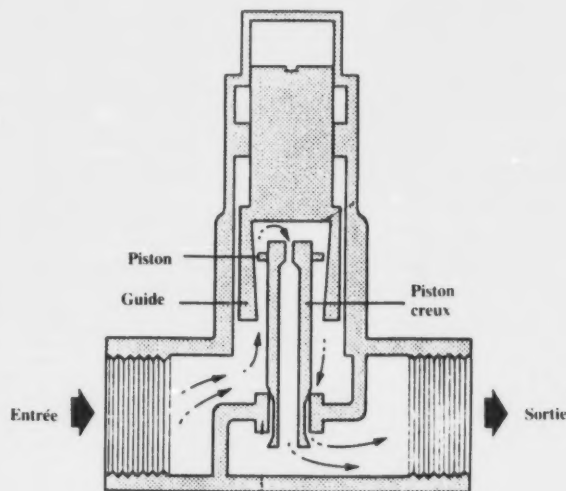
3. Le fonctionnement des *purgeurs cinétiques* est basé sur la différence entre les caractéristiques de débit de la vapeur et du condensat.

Le purgeur thermodynamique ou à disque (figure 18) est constitué d'une seule pièce mobile. Lors du démarrage, la pression de vapeur force la montée du disque et assure l'évacuation de l'air et du condensat. À mesure que la vapeur est introduite dans le purgeur, le disque se referme par l'effet de la vitesse croissante qui diminue la pression sur la face inférieure de ce dernier. Le disque est de nouveau soulevé lorsque le purgeur reçoit une nouvelle charge de condensat. À une pression donnée, le purgeur s'ouvre et se ferme à intervalles fixes. Ce type de purgeur ne fonctionne donc adéquatement que lorsqu'il y a une pression différentielle, ce qui limite son utilisation aux systèmes qui nécessitent une pression supérieure à 70 kPa (eff.) tels les mamelons de purge des conduites principales de vapeur et les tubes de réchauffage des conduites.

Le purgeur à impulsion ou à piston (figure 19) fonctionne comme un purgeur à disque sauf qu'un piston est utilisé au lieu du disque et qu'une quantité continue de vapeur et de condensat est évacuée. En raison des tolérances de fermeture du piston, ce type de purgeur est plus susceptible au colmatage ou à l'encrassement lorsque des saletés circulent dans le système.



Purgeur thermodynamique ou à disque
Figure 18



Purgeur à impulsion ou à piston
Figure 19

Le purgeur à orifice (figure 20) ne comprend aucune pièce mobile et les débits de vapeur et de condensat sont réglés en deux phases à travers un orifice. Cet orifice, à cause des différences de densité, a une plus grande capacité pour le condensat que pour la vapeur. Ainsi, il fait passer continuellement tout le condensat, l'air, les gaz non compressibles et une petite quantité de vapeur. Lorsque les purgeurs à orifice sont bien choisis, les pertes de vapeur sont comparables à celles de la plupart des purgeurs à cycles. À cause de son petit orifice, ce purgeur, comme le purgeur à impulsion, doit être muni d'un filtre efficace installé en amont du purgeur. Un purgeur à orifice fonctionne contre toute contre-pression et tolère toutes les pressions. Il est utilisé lorsque les charges et la pression sont stables, comme sur les mamelons de purge des conduites principales de vapeur.

La table 8, qui peut servir de guide de sélection, dresse une liste des premiers et seconds choix pour diverses applications.

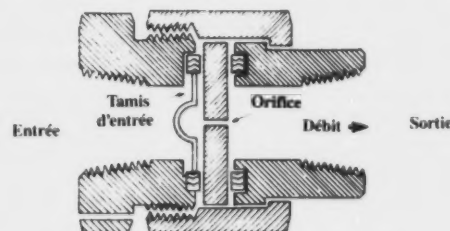
Purgeurs d'air

Les purgeurs d'air évacuent l'air du système et se ferment lorsqu'il y a débit de vapeur. Il existe deux types de purgeurs d'air applicables aux systèmes à vapeur.

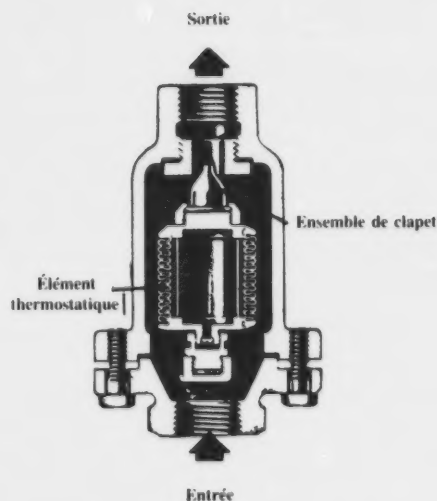
- Les purgeurs d'air thermostatiques
- Les purgeurs à flotteur fermé et à purge d'air thermostatique

Un purgeur d'air thermostatique (figure 21) est constitué d'un soufflet solide d'un clapet. Ce purgeur est sensible aux variations de température et ouvre un clapet de refoulement lorsque la température baisse indiquant la présence d'air. Lorsque l'air est évacué, la température s'élève et le purgeur se ferme. Ces purgeurs de petites dimensions sont de grandes capacités.

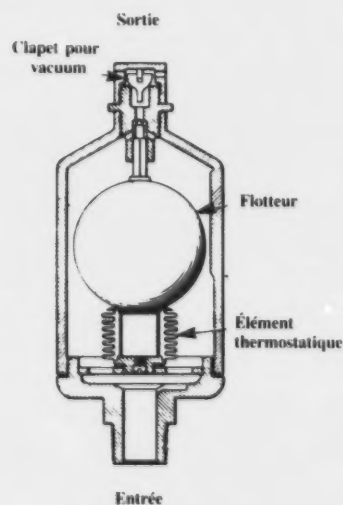
Un purgeur d'air à flotteur fermé et purge d'air thermostatique (figure 22) est constitué d'un soufflet thermostatique et d'un flotteur qui évacue l'air et les gaz. Il s'utilise lorsqu'il y a présence de condensat, de vapeur et de gaz et évacue l'air et les gaz et non la vapeur et le condensat. Le purgeur est muni d'un clapet de non-retour installé dans l'orifice d'évacuation, ce qui lui permet de fonctionner dans un système sous vide, sans perte de vide.



Purgeur à orifice
Figure 20



Purgeur d'air thermostatique
Figure 21



Purgeur d'air à flotteur fermé et à purge d'air thermostatique
Figure 22

Vannes

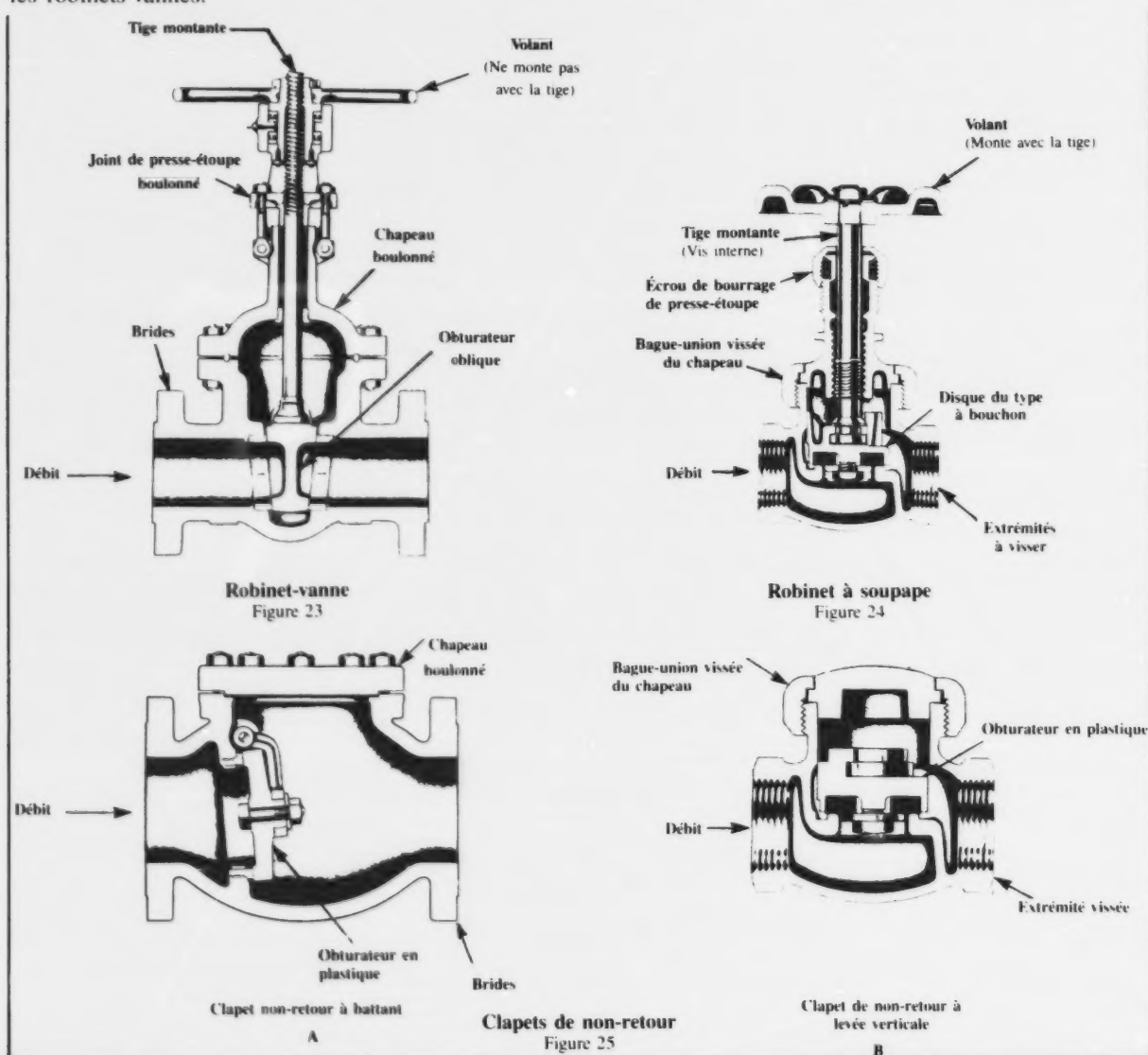
Il est important de bien choisir les vannes d'un système à vapeur et à condensat. Les robinets-vannes, les robinets à soupape, les clapets de non-retour et les soupapes de détente sont les plus utilisés. Les vannes remplissent les fonctions suivantes:

- Isolement de l'écoulement
- Réglage du débit
- Protection contre le refoulement
- Sécurité

Certaines vannes peuvent remplir deux des fonctions mentionnées.

Les *robinets-vannes* (figure 23) isolent l'écoulement. Ils sont le plus efficaces complètement ouverts ou complètement fermés. Lorsque la vanne est complètement ouverte, le débit est direct et il y a peu d'obstruction et de turbulence. La perte de pression dans ce type de vanne est plus faible que dans les autres. Les robinets-vannes ne doivent pas être utilisés pour régler le débit.

Les *robinets à soupape* (figure 24) ont une grande perte de pression lorsqu'ils sont ouverts. Ils sont habituellement utilisés pour régler et équilibrer le débit et peuvent être utilisés pour remplacer un robinet-vanne. Le pourcentage du débit est proportionnel à l'ouverture. Les disques et les sièges sont plus facilement remplaçables que sur les robinets-vannes.



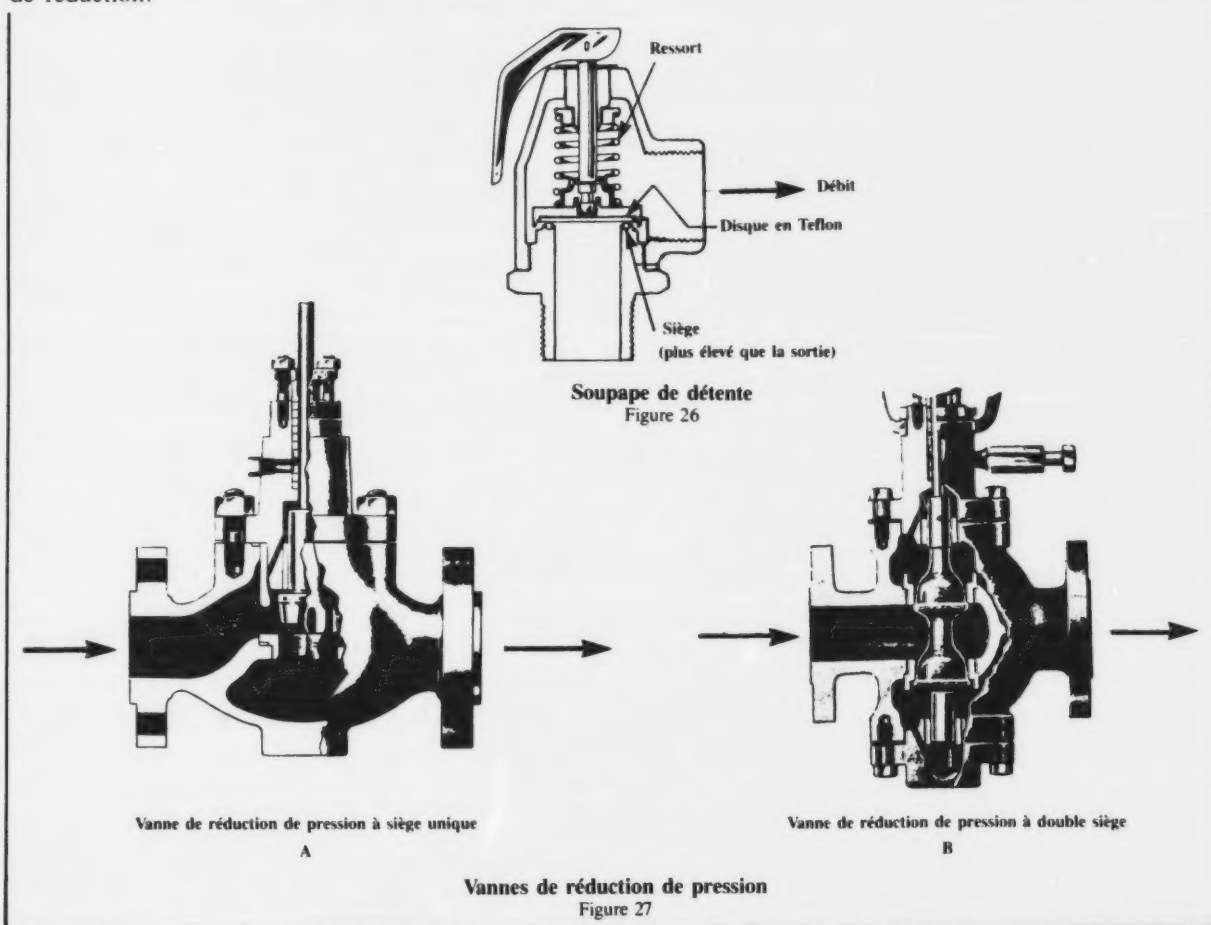
Les clapets de non-retour (figure 25) sont installés dans les réseaux de tuyauteries pour empêcher le refoulement du débit. On installe un clapet de non-retour à battant (figure 25A) à l'horizontale ou dans une conduite verticale si le débit est ascendant. Le clapet de non-retour à levée verticale (figure 25B) ne peut être installé dans des conduites verticales que s'ils sont munis de ressorts de fermeture.

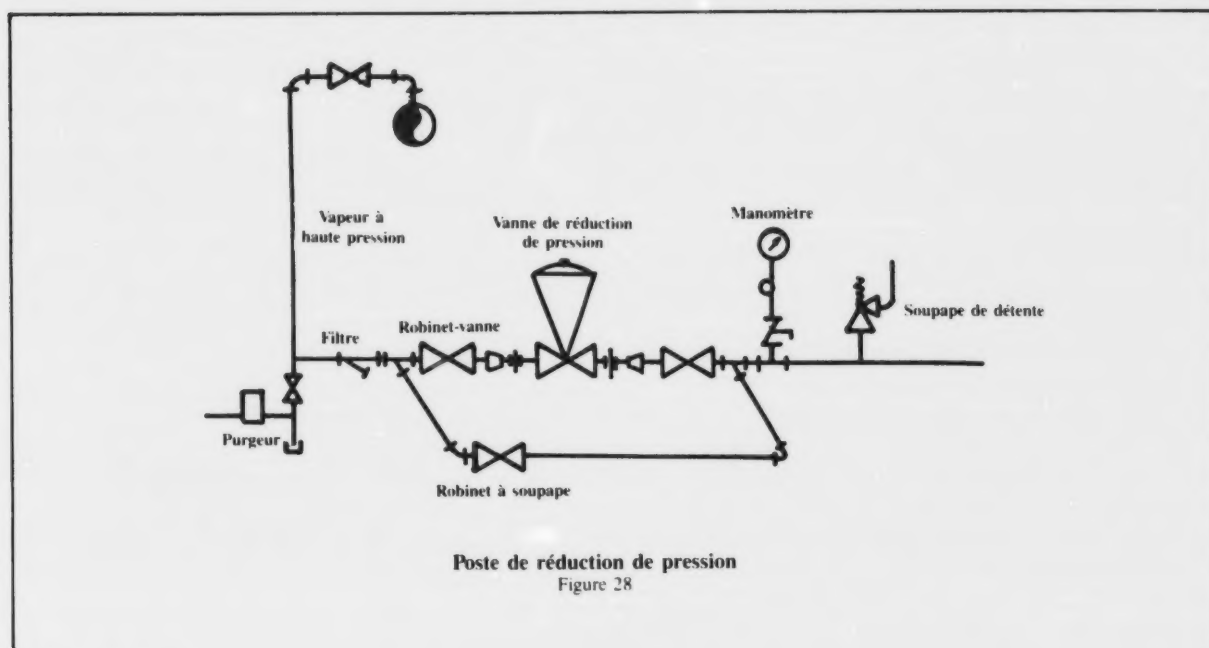
Tout système à vapeur et à condensat sous pression doit être muni d'une soupape de sûreté qui assure le dégagement de la surpression imprévue du système. Les soupapes de détente (figure 26) s'ouvrent à une pression de consigne et se ferment lorsqu'une pression prédéterminée est atteinte. La soupape est construite de façon à s'ouvrir complètement et instantanément à la pression de consigne. Lorsque la pression est réduite à un niveau prédéterminé inférieur à la pression de consigne, la soupape doit se refermer rapidement et correctement sur son siège pour assurer l'étanchéité.

Postes de réduction de pression

Un poste de réduction de pression doit fournir une pression de vapeur de sortie stable et réglée à partir d'une pression de vapeur d'entrée plus élevée et souvent variable. Il faut quelquefois utiliser des postes de réduction de pression en étages pour produire à une très faible pression à partir d'une pression élevée. Ces postes sont munis de vannes à simple et double siège (figures 27A et 27B). Les vannes à simple siège assurent une meilleure opération sur une grande gamme de débit mais peut occasionner une hausse de pression à la sortie en absence de débit.

La tuyauterie d'un poste de réduction de pression peut comporter une boucle de dérivation munie d'un robinet à soupape manuel qui permet l'entretien des vannes de réduction. On installe habituellement un filtre en amont d'une vanne de réduction de pression. Des vannes d'isolement (robinets-vannes) sont aussi installées pour permettre d'enlever la vanne de réduction. Les conduites principales de vapeur doivent être munies d'une soupape de détente dans la conduite à pression réduite. Un mamelon de purge et un purgeur doivent être installés immédiatement en amont du poste de réduction de pression pour minimiser l'action érosive du condensat sur les sièges des vannes de réduction.

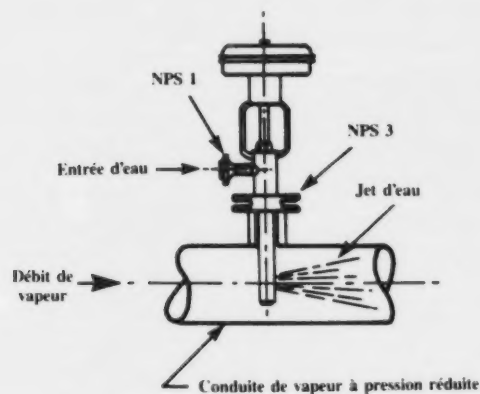




Désurchauffeurs

Il existe deux types d'appareils qui désurchauffent la vapeur surchauffée. Les désurchauffeurs à jet (figure 29) dissipent la chaleur surchauffée en y injectant de l'eau traitée. Le désurchauffeur à surface dissipe la chaleur surchauffée à travers un échangeur de chaleur dans lequel l'eau et la vapeur ne se mélangent pas. Les désurchauffeurs sont utilisés dans les usines où la vapeur fournie par la chaudière est surchauffée et de la vapeur saturée est requise pour certains procédés. Au lieu d'utiliser des chaudières distinctes, il est plus économique de produire de la vapeur saturée à l'aide d'un désurchauffeur.

Dans plusieurs cas, les conditions du procédé nécessitent la désurchauffe de la vapeur à pression réduite. On peut alors installer des vannes dans un appareillage simple qui réduisent la pression tout en désurchauffant et par le fait même réduit l'espace nécessaire à la fonction de désurchauffe.



Vanne de désurchauffage du type à jet
Figure 29

Isolant

L'isolant installé sur les réseaux de tuyauteries de vapeur et de condensat a deux fonctions distinctes.

- Il réduit les pertes de chaleur de la tuyauterie, des vannes et des raccords.
- Il protège le personnel et les produits contre les risques de brûlure au contact d'une tuyauterie chaude.

Les conduites principales de vapeur non isolées dégagent de la chaleur rayonnante très élevée et par conséquent abaissent la température de la vapeur. Cette quantité excessive de condensat produit doit être retirée des réseaux de vapeur. Si les conduites principales et les branchements de vapeur ne sont pas isolés, la vapeur doit être produite à une température plus élevée que requise par l'appareillage pour compenser les pertes de chaleur rayonnante de la tuyauterie.

Les réseaux de tuyauteries de vapeur et de condensat non isolés présentent un danger sérieux pour le milieu ambiant. En effet, la température de surface d'une conduite de vapeur à basse pression utilisée pour le chauffage peut atteindre 120°C, sous une pression de 200 kPa (abs.). Selon les normes du code national du bâtiment, la température de surface de la tuyauterie exposée ne peut dépasser 70°C.

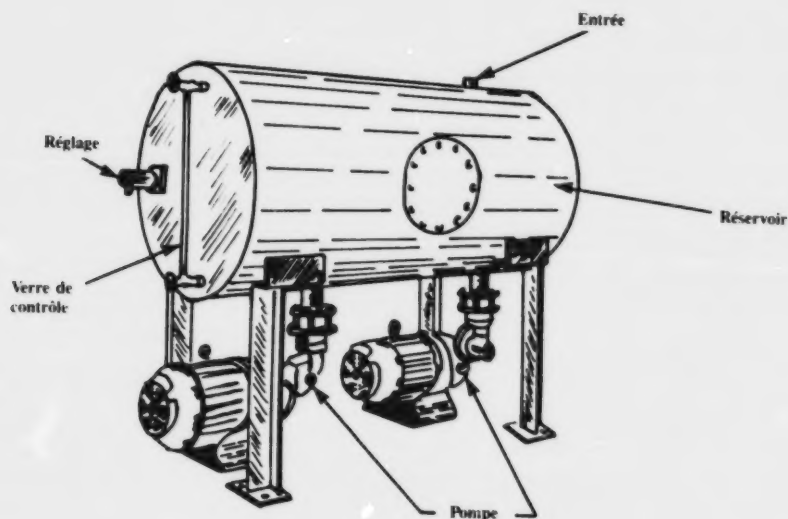
Pour de plus amples renseignements sur les isolants des procédés, se référer au Module 1 intitulé «Isolation thermique des équipements».

Unités de retour des condensats

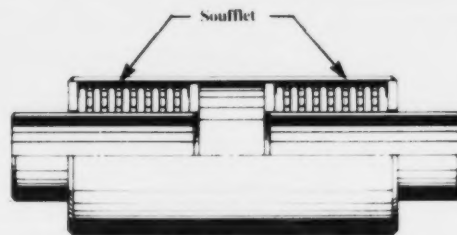
Le condensat est de l'eau chaude distillée et est idéal comme eau d'alimentation pour la chaudière. Lorsqu'il est retourné à la chaudière, on réalise des économies en combustible, en eau et sur le coût du traitement de l'eau.

Pour recueillir les condensats, on raccorde habituellement les divers purgeurs de vapeur à une unité de retour des condensats (figure 30) qui est constituée d'un réservoir de condensat, d'une ou deux pompes et d'appareils de régulation. Un interrupteur à flotteur ou dispositif similaire installé dans le réservoir actionne la pompe lorsque le niveau du liquide monte. La pompe transfère alors les condensats chauds vers un réservoir d'alimentation de la chaudière ou au réservoir de détente où ils sont réutilisés.

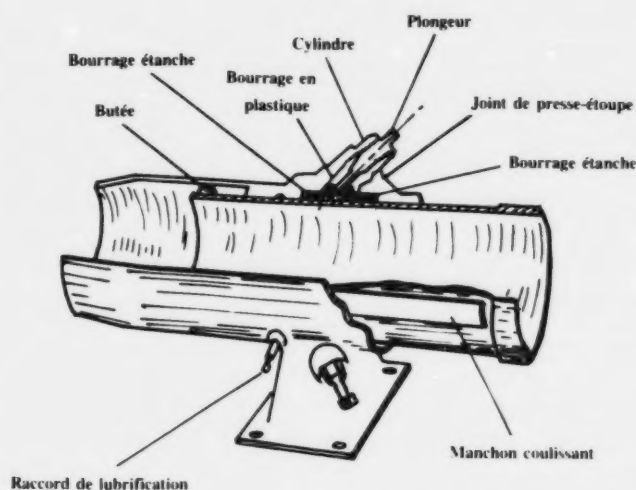
Un ensemble de retour des condensats illustré à la figure 30 peut être obtenu avec des réservoirs de 6 à 220 L de capacité et le débit des pompes peut varier de 0,2 à 44 L/s selon le taux de production de condensat. Il faut choisir les unités et les pompes de façon que leur capacité réponde bien aux exigences des charges élevées de condensat créées au démarrage de l'appareillage ou du système.



Unité de retour des condensats
Figure 30



Joint de dilatation à soufflet
Figure 31



Joint de dilatation à garniture
Figure 32

Supports de tuyaux

Il existe trois types de base de supports de tuyaux: les colliers à ressort, les supports fixes et les supports à rouleau. Les colliers à ressort permettent au tuyau de bouger tout en étant supporté. Les supports fixes maintiennent le tuyau en position fixe et empêchent tout mouvement. Les supports à rouleau ne font que soutenir le tuyau et lui permette de bouger le long de son axe.

Des sellettes doivent être utilisées lorsqu'un tuyau isolé est appuyé sur un support afin d'assurer l'uniformité de l'épaisseur de cet isolant.

Joints de dilatation

On utilise des joints ou des accessoires de dilatation dans les réseaux de tuyauteries pour permettre la dilatation ou la contraction linéaire des tuyaux causées par les variations de température. Les principaux types de joints de dilatation sont le joint de dilatation à soufflet (figure 31) où le mouvement linéaire est absorbé par un soufflet mécanique, et le joint de dilatation à garniture (figure 32) où le mouvement linéaire est absorbé par une section du joint se déplaçant à l'intérieur de l'autre section. Ces dispositifs ne corrigent que la dilatation linéaire; la tuyauterie doit être guidée sur l'un ou l'autre des côtés du joint pour s'assurer qu'il n'y a qu'un mouvement linéaire.

Les joints de dilatation remplacent les lyres de dilatation lorsque celles-ci ne peuvent être utilisées en raison d'un manque d'espace.

Lyres de dilatation

Les lyres de dilatation sont conçues pour permettre la souplesse naturelle de la tuyauterie en acier d'absorber la dilatation et la contraction. La figure 5 illustre divers types de lyres de dilatation.

Mesure des débits de vapeur et de condensat

Voici la liste des débitmètres d'usage courant utilisés pour la mesure des débits de vapeur et de condensat.

- Les orifices de jaugeage (plaques à orifices) sont d'usage répandu en raison de leur facilité de fonctionnement et leur vaste gamme d'applications.
- Les tuyères assurent un moins grand étranglement que les orifices de jaugeage et une précision supérieure lorsque le débit est très variable.
- Les tubes à écoulement et les tubes venturi sont utilisés lorsque le fluide contient des solides en suspension.
- Les robinets de puisage pour raccord à coude s'installent facilement et sont peu coûteux. Ils ne sont pas aussi précis que les autres types de débitmètres.
- Les compteurs volumétriques sont utilisés pour la mesure du condensat et leur usage se limite habituellement aux conduites de diamètre nominal de NPS 4 ou plus petit.

La mesure de la vapeur et du condensat est importante pour déterminer le rendement des chaufferies, des systèmes à vapeur et à condensat ainsi que de l'appareillage et des procédés à vapeur.

Équipement divers

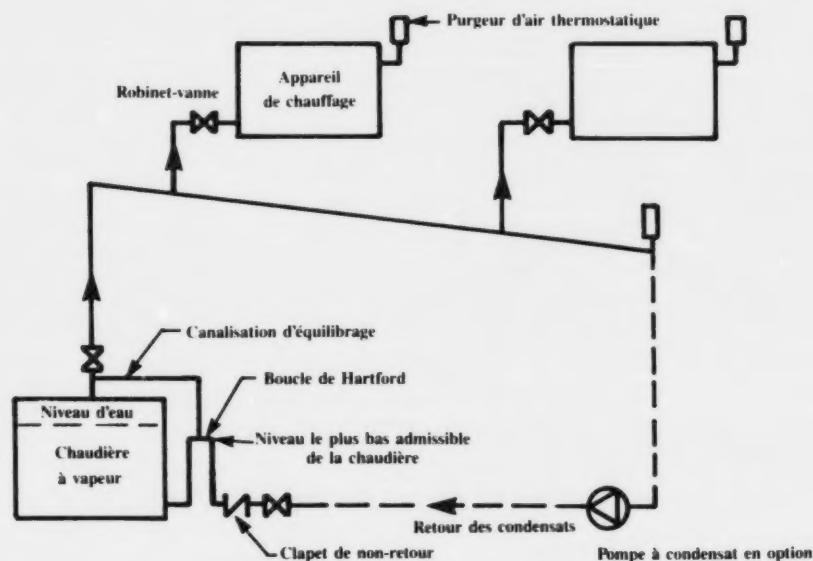
Les systèmes à vapeur et à condensat intègrent habituellement des thermomètres et des manomètres qui indiquent respectivement la température et la pression de service et servent à dépanner le système.

Lorsque les conditions de service d'un système sont obtenues par les appareils de mesure, il est facile de déceler des variations et de connaître les besoins en entretien. De plus, il est impossible d'effectuer des calculs précis sur la consommation et les pertes d'énergie sans connaître certaines mesures de base comme la température et la pression.

Systèmes de chauffage à vapeur

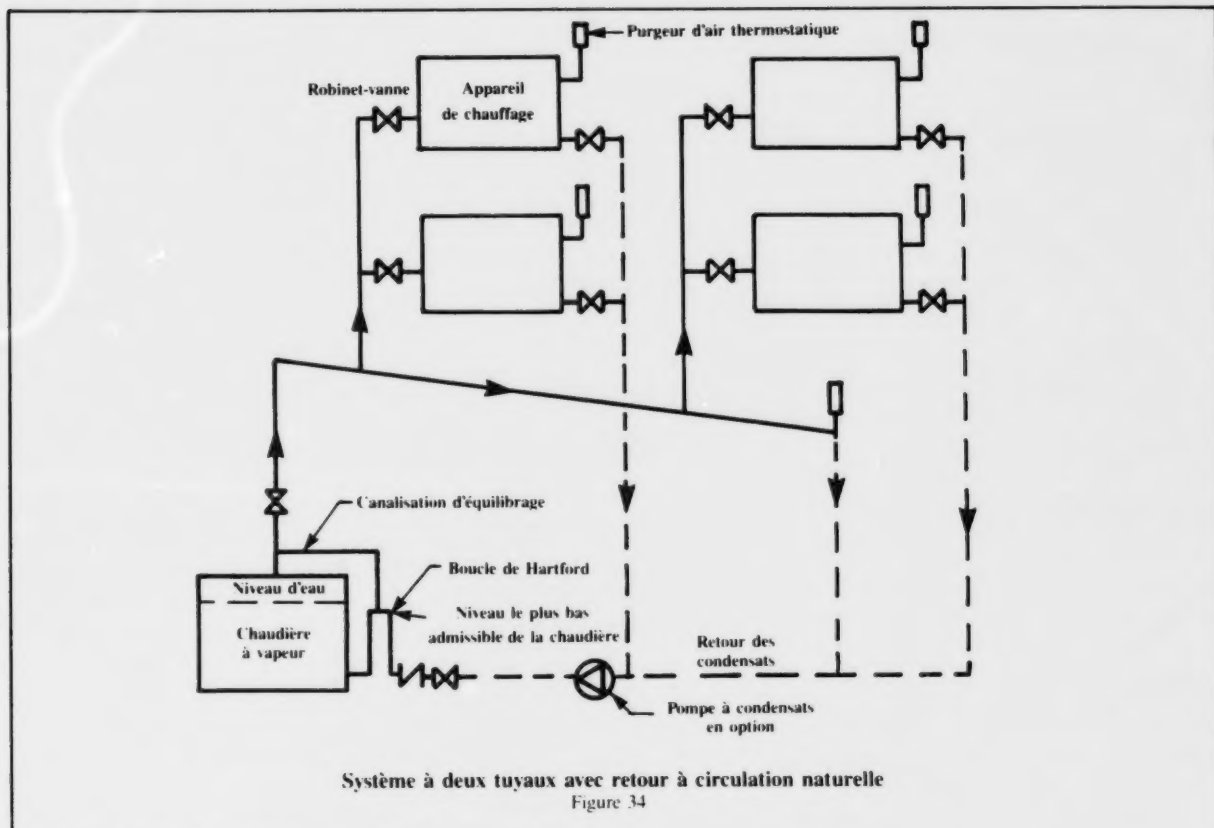
On peut classer les systèmes de chauffage utilisant la vapeur selon la disposition de la tuyauterie et le mode de retour des condensats. Les réseaux les plus courants sont les suivants:

- Les systèmes à un tuyau avec retour à circulation naturelle
- Les systèmes à deux tuyaux avec retour à circulation naturelle
- Les systèmes à deux tuyaux avec retour munis de purgeurs



Système à un tuyau avec retour bouclé

Figure 33



Système à un tuyau avec retour à circulation naturelle

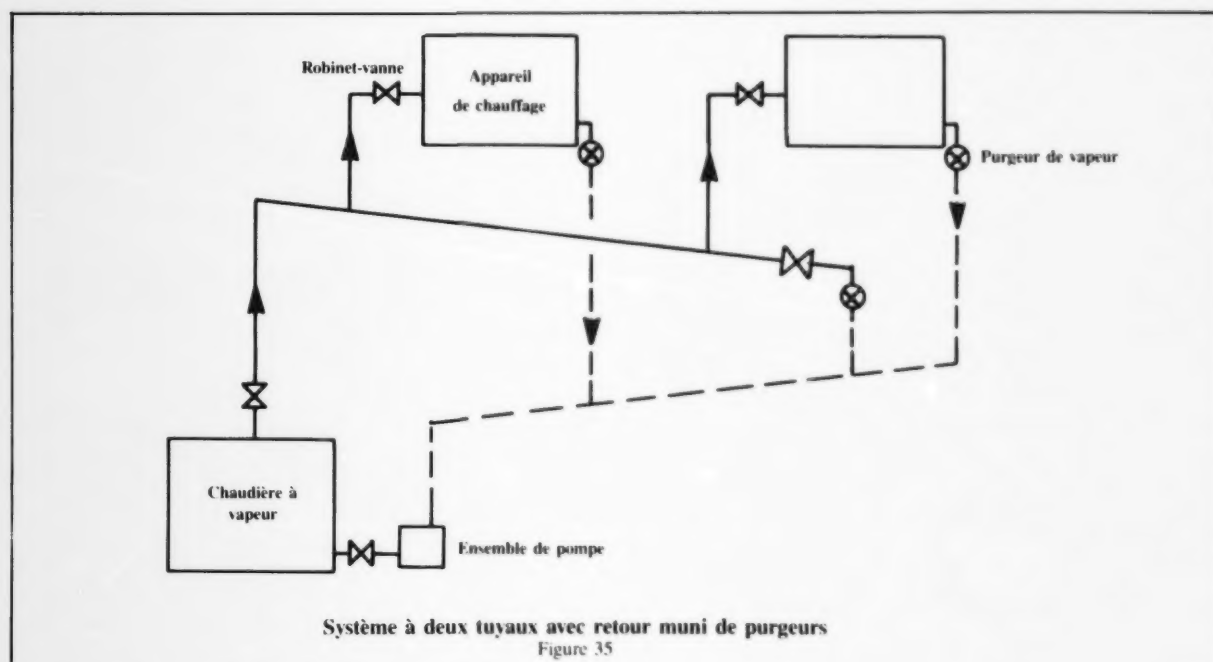
Les systèmes de chauffage à un tuyau avec retour à circulation naturelle n'ont pas besoin de purgeurs de vapeur. Ces systèmes sont munis de purgeurs d'air thermostatiques qui évacuent l'air pendant le démarrage du système et l'introduisent pendant le refroidissement. La pression de vapeur est uniforme dans tout le système et tout le condensat est récupéré sans perte de débit dans la tuyauterie d'alimentation de la vapeur. Ces systèmes sont peu employés.

Les systèmes à un tuyau avec retour bouclé (figure 33) sont utilisés dans les grandes installations de chauffage avec une distribution horizontale. Quoique les tuyaux de ces systèmes soient de plus petit diamètre que ceux d'un système à contre-courant, il peut quand même se produire des coups de bélier dans les branchement individuels menant aux appareils de chauffage. Les systèmes d'envergure sont parfois munis d'une pompe auxiliaire qui aide à la circulation des condensats. Afin de diminuer les risques de pertes soudaines d'eau d'alimentation de la chaudière causées par des fuites dans le système de retour, on raccorde les tuyaux de retour des condensat en boucle de Hartford. La boucle de Hartford (figure 33) consiste en une conduite sans vanne qui raccorde la sortie de vapeur à l'entrée du retour des condensats. Ce dernier est raccordé à la canalisation ou à la boucle de vapeur-condensat à la même hauteur du niveau le plus bas admissible de la chaudière.

La régulation du système s'effectue par une variation de pression à la chaudière et par la mise en marche et l'arrêt de tout le système. Les systèmes de chauffage à vapeur à un tuyau fonctionnent habituellement à des pressions de vapeur inférieures à 35 kPa (eff.); ils sont difficiles à faire fonctionner à des pressions plus élevées.

Système à deux tuyaux avec retour à circulation naturelle

Les systèmes de chauffage à deux tuyaux avec retour à circulation naturelle (figure 34) sont utilisés dans de petits bâtiments à plusieurs étages et assurent la distribution verticale de la vapeur aux appareils de chauffage. Ces systèmes fonctionnent selon le même principe que les systèmes à un tuyau sauf qu'on évite de faire circuler la vapeur et le condensat à contre-courant. Pour régler individuellement les appareils de chauffage, il faut fermer les vannes aux branchements des tuyaux d'alimentation et de retour pour empêcher que la vapeur et le condensat ne circulent à contre-courant dans le branchement de retour. Si les purgeurs d'air ne fonctionnent pas correctement, des bouchons d'air et de gaz non compressibles peuvent se former dans l'appareillage d'échange de chaleur et dans les montées du retour, entravant ainsi l'écoulement du condensat.



Système à deux tuyaux avec retour muni de purgeurs

Les systèmes de chauffage à vapeur à deux tuyaux avec retour munis de purgeurs (figure 35) sont équipés de purgeurs de vapeur qui, placés à la sortie de chaque appareil de chauffage, retiennent la vapeur jusqu'à ce que celle-ci ait libéré sa chaleur latente et se soit condensée. Des mamelons de purge sont installés aux points bas du réseau de tuyauteries de vapeur pour évacuer les condensats formés par les pertes de chaleur des tuyaux.

Les systèmes munis de purgeurs peuvent fonctionner sur une gamme étendue de pressions de service; la plupart des systèmes de chauffage fonctionnent cependant à des pressions de 15 à 200 kPa (eff.). La régulation des différents appareils de chauffage s'effectue le plus souvent par l'étranglement du débit de vapeur vers chaque appareil. Ces systèmes sont habituellement munis d'un ensemble de pompage qui renvoie les condensats récupérés à la chaudière. Cet ensemble de pompage peut fonctionner à la pression atmosphérique et être doté d'un réservoir de condensat ventilé à l'atmosphère, ou être équipé d'une pompe à vide pour fonctionner sous vide partiel.

Les systèmes de pompage des condensats munis de réservoirs ventilés à l'atmosphère sont couramment employés dans les petits systèmes à basse pression où les condensats sont retournés à une température d'environ 100°C. Si leur température est plus élevée, l'évent permet à la vapeur instantanée de s'échapper à l'atmosphère. Les appareils de chauffage d'un tel système ne peuvent évacuer les condensats à une pression inférieure à la pression atmosphérique. La combinaison de l'étranglement causé par la soupape d'alimentation de vapeur et la condensation de la vapeur peut créer un vide partiel et par conséquent inonder l'appareil.

Le pompage à vide des condensats dans les grands systèmes de chauffage présente deux avantages principaux.

- Lorsque la pression de vapeur des appareils de chauffage est réglée à une pression inférieure à la pression atmosphérique, on peut faire fonctionner le système à des températures inférieures à 100°C.
- Comme la température dans les tuyaux de condensat est moins élevée, les pertes de chaleur sont moins importantes.

Systèmes des procédés

Cinq systèmes de distribution de vapeur de base sont utilisés pour les procédés: les systèmes haute pression, les systèmes basse pression, les systèmes à retour sous pression et les systèmes sous vide.

Les principes de base des systèmes à vapeur haute et basse pressions sont similaires. Les systèmes à vapeur à basse pression sont plus efficaces à cause des plus faibles pertes de chaleur et devraient fonctionner aux pressions minimales requises pour les appareils de chauffage les plus éloignés. Toutefois, lorsque de longues tuyauteries sont nécessaires, il faut élever la pression pour compenser les pertes par frottement et assurer les pressions appropriées à l'équipement terminal. Les systèmes basse pression doivent cependant être équipés de tuyauteries de plus grand diamètre et peuvent nécessiter une plus grande mise de fonds.

Systèmes haute pression

Les systèmes haute pression [690 à 2 400 kPa (eff.)] servent à alimenter en vapeur des applications tel que séchoirs, presses, matrices à former, forces motrices, réseaux de distribution de grands bâtiments commerciaux et d'immeubles à caractère public, d'équipements de cuisson commerciaux et institutionnels, installations de blanchissage et stérilisateurs. Les systèmes dont la pression est supérieure à 2 400 kPa (eff.), sont utilisés principalement dans l'industrie lourde et ne sont pas examinés en détail dans le présent module.

Systèmes moyenne pression

Les applications des systèmes moyenne pression [103 à 609 kPa (eff.)] sont similaires à celles des systèmes haute pression.

Systèmes basse pression

Les systèmes basse pression [0 à 103 kPa (eff.)], servent à alimenter en vapeur les équipements de cuisson et les lave-vaisselle commerciaux, les systèmes de chauffage de bâtiments commerciaux, publics et de petits bâtiments industriels, les chauffe-eau résidentiels, les échangeurs de chaleur utilisés pour la fonte de la neige et les installations de refroidissement par absorption.

Systèmes à retour sous pression

Les systèmes à retour sous pression ressemblent aux systèmes à deux tuyaux munis de purgeurs sur le retour à l'exception que les condensats sont retournés vers un réservoir de condensat puis pompés directement à la chaudière. La pompe est asservie à un détecteur de niveau du liquide placé dans le réservoir de condensat. Un clapet de non-retour installé entre la chaudière et la pompe à condensat empêche l'eau de revenir dans le réservoir. Ce dernier doit être muni d'un purgeur d'air qui évacue l'air emporté par le condensat.

Systèmes sous vide

Les systèmes à vapeur à deux tuyaux sous vide ressemblent aux systèmes à deux tuyaux munis de purgeurs sauf que la pompe à condensat est remplacée par une pompe à vide et à condensat. La partie de la pompe qui fonctionne sous vide aspire l'air et le condensat du système, sépare l'air du condensat et rejette l'air à l'atmosphère. La pompe à condensat refoule l'eau vers la chaudière.

Les systèmes à vapeur sous vide peuvent fonctionner à des températures inférieures à 100°C à l'équipement de procédé.

POSSIBILITÉS DE GESTION DE L'ÉNERGIE



Les Possibilités de gestion de l'énergie identifient différentes façons d'exploiter rationnellement l'énergie pour réduire les coûts d'exploitation. Dans le présent chapitre, plusieurs exemples de possibilités sont données sous les rubriques Possibilités de maintenance, Possibilités d'amélioration de coût modique et Possibilités de rénovation. Le présent chapitre n'énumère pas de façon exhaustive toutes les possibilités existantes des systèmes à vapeur et à condensat. Il est toutefois destiné à stimuler la vigilance du personnel de gestion, d'exploitation et de maintenance dans la recherche de toutes les possibilités qu'offre leur installation. On peut également se référer à d'autres modules de la présente série pour examiner les possibilités de gestion de l'énergie qu'offrent d'autres appareillages et systèmes.

Possibilités de maintenance

Les possibilités de maintenance sont des initiatives d'économie d'énergie exécutées de façon périodique, au moins une fois par année. En voici des exemples.

1. Mettre en application un programme et des mesures d'entretien pour les purgeurs de vapeur.
2. Vérifier et entretenir le fonctionnement de l'appareillage.
3. Vérifier et réparer les fuites de vapeur et de condensat.
4. Former le personnel d'exploitation.
5. Adopter un programme de traitement chimique.
6. Vérifier les points de consigne.
7. Arrêter le fonctionnement de l'appareillage inutilisé.
8. Arrêter les débits de vapeur et de condensat dans les branchements inutilisés.

Exemples concrets de maintenance

1. Mettre en application un programme et des mesures d'entretien pour les purgeurs de vapeur

Un purgeur de vapeur qui ne fonctionne pas de manière appropriée gaspille une grande quantité d'énergie. L'investissement d'un dollar pour l'amélioration des purgeurs peut souvent rapporter plus de trois dollars en économies d'énergie. En effet, un programme d'entretien des purgeurs de vapeur en règle et bien respecté peut faire économiser de 10 à 20% en combustible à la plupart des installations.

Il faut d'abord, dans le cadre du programme, choisir un coordonnateur de purgeurs de vapeur. Celui-ci doit bien comprendre les différents types de purgeurs de vapeur, leurs applications, les causes des bris et les méthodes de vérification. Il doit être encouragé à assister aux cours de formation ou aux séminaires sur les applications de purgeurs de vapeur qu'offrent les fabricants.

La deuxième étape consiste à établir des normes pour les purgeurs de rechange et ceux destinés aux nouvelles installations. Une quantité minimale de modèles de purgeurs doit être retenue selon la complexité des systèmes et les lignes directrices suivantes.

- Perte de vapeur pendant la durée de vie du purgeur: les purgeurs dont les raccords sont en acier inoxydable sont moins susceptibles à l'érosion et à la corrosion que ceux dont les raccords sont en acier au carbone.
- Durée de vie du purgeur: les purgeurs munis de vannes sont susceptibles d'être endommagés par l'entartrage et les particules de rouille.
- Fiabilité du purgeur et réaction de celui-ci aux charges de condensat ou aux variations de pression.
- Encombrement et poids du purgeur.
- Capacité à évacuer les gaz non compressibles, comme l'air, qui peuvent causer des problèmes de corrosion.
- Coût du purgeur de vapeur.

La troisième étape consiste à déterminer l'efficacité du programme en choisissant une partie de l'installation avec un échantillon d'environ 100 purgeurs ne faisant pas l'objet d'une maintenance de routine. Il s'agit alors déterminer le débit de vapeur dans cette partie de l'installation ainsi que la consommation totale de vapeur pour une période d'un mois dans des conditions normales. Il faut vérifier chaque purgeur et enregistrer le pourcentage de purgeurs froids, les purgeurs qui évacuent la vapeur et les purgeurs qui fonctionnent de manière appropriée. Se référer à la Liste de contrôle 8-2 intitulée «Analyse au passage».

Il faut remplacer tous les purgeurs, bons ou défectueux, pour établir de nouvelles normes, mesurer de nouveau la consommation de vapeur pendant la même période et calculer les économies moyennes par purgeur de vapeur. Il est courant d'obtenir des économies moyennes d'au moins 4 à 5 kg/h par purgeur de vapeur lorsqu'il s'agit de systèmes dont la pression est inférieure à 3 450 kPa (eff.).

La cinquième étape consiste à effectuer une vérification à intervalles réguliers et à tenir à jour un registre sur chaque purgeur. Ces registres doivent comprendre l'identification du purgeur, son état, la pression de service et le type d'application. On recommande une vérification au moins à tous les six mois.

À la fin de la première année, on peut s'attendre à un taux normal de défektivité inférieure à 10%.

Faisons remarquer qu'avant de remplacer automatiquement un purgeur de vapeur défectueux par un appareil de même dimension et de même construction, l'application doit être vérifiée pour s'assurer que la sélection initiale était juste.

2. Vérifier et entretenir le fonctionnement de l'appareillage

Il faut vérifier le système à vapeur et à condensat en entier pour voir si l'appareillage fonctionne correctement. On oublie souvent de vérifier le filtre de la canalisation du système de vapeur et de condensat. Il faut débarrasser ce filtre des saletés, de la rouille, du tartre et d'autres impuretés, vérifier si l'application est appropriée et l'entretenir comme il se doit. Le filtre, en captant les corps étrangers avant qu'ils n'atteignent l'appareillage de chauffage à vapeur, aide à prévenir l'entartrage et l'accumulation de rouille sur les surfaces de l'échangeur de chaleur. L'entartrage réduit l'efficacité de l'échangeur et augmente les pertes de chaleur.

Pour s'assurer de l'efficacité du système, il faut porter une attention soutenue aux purgeurs d'air, aux détendeurs, aux réservoirs de condensat (pompes, appareils de régulation, robinets à flotteur), aux appareils de mesure de débit de vapeur et de condensat, aux postes de réduction de pression, aux joints de dilatation, aux supports de tuyaux et aux pompes à vide.

3. Vérifier et réparer les fuites de vapeur et de condensat

Il faut vérifier périodiquement le système de distribution en entier pour voir s'il n'y a pas de fuites de vapeur visibles. Un isolant détrempé est souvent un indice de fuite de vapeur sur des conduites isolées. On peut déterminer la longueur de panache après avoir retiré l'isolant.

Prenons par exemple une fuite de vapeur dont la longueur de panache est de 500 mm dans un système de 790 kPa (abs.). Le système fonctionne 8 760 heures par année et le coût de la vapeur est de 22\$/1 000 kg.

Selon la table 7, la perte de vapeur dans ces conditions est de 6 kg/heure.

On peut calculer la perte annuelle de vapeur comme suit:

$$\text{Perte annuelle de vapeur} = \text{perte/h} \times \text{h/an}$$

$$= 6 \times 8\,760$$

$$= 52\,560 \text{ kg/an}$$

On peut également calculer le coût de cette perte d'énergie:

$$\text{Perte annuelle en dollars} = \text{perte annuelle de vapeur} \times \text{coût unitaire de la vapeur}$$

$$= 52\,560 \times \frac{22\$}{1\,000}$$

$$= 1\,156,32\$ \text{ par année}$$

Cette fuite doit être relevée et réparée dans le cadre du programme d'entretien de routine de l'installation. Comme on peut le constater, une petite fuite peut représenter une importante perte d'argent.

4. Former le personnel d'exploitation

Il faut donner des cours de formation aux personnels de maintenance et d'exploitation sur les mesures relatives à la gestion de l'énergie. Ces cours doivent leur enseigner à repérer les possibilités d'économies d'énergie et à réagir immédiatement en adoptant les mesures appropriées. Dans la mesure du possible, on recommande d'utiliser les mêmes équipes de maintenance afin d'assurer l'uniformité dans la vérification des possibilités d'économies d'énergie.

5. Adopter un programme de traitement chimique

L'adoption d'un programme de traitement chimique des systèmes à vapeur et à condensat améliore la pureté et le rendement de ceux-ci.

6. Vérifier les points de consigne

Il faut vérifier les points de consigne du système à intervalles réguliers pour s'assurer que l'appareillage fonctionne de façon optimale. Par exemple, lorsque le système de régulation ne fonctionne pas de façon appropriée, les vannes à vapeur automatiques qui commandent l'équipement de chauffage ou des procédés fonctionnent souvent à des valeurs au-dessus des points de consigne ou demeurent continuellement ouvertes, ce qui entraîne une surchauffe. Ces situations sont difficiles à évaluer mais entraînent néanmoins d'importantes pertes d'énergie.

7. Arrêter le fonctionnement de l'appareillage inutilisé

Lorsque l'appareillage n'est pas utilisé pendant de longues périodes, il devrait être muni de systèmes de régulation automatique pour l'isoler du système, ou, en suivant les procédures établies, être arrêté manuellement. Non seulement cette initiative économise de l'énergie, mais elle empêche les éléments du système de s'user prématurément.

8. Arrêter les débits de vapeur et de condensat dans les branchements inutilisés

Les réseaux de distribution de vapeur et de récupération de condensat perdent de la chaleur à leur milieu même s'ils sont isolés. Si le réseau de distribution est fermé lorsqu'il n'est pas utilisé, il n'y a pas de perte de chaleur et on réalise des économies d'argent et d'énergie.

Prenons par exemple un collecteur de vapeur isolé de diamètre nominal NPS 4 de 30 mètres de long fonctionnant à 950 kPa (abs.). Selon le fournisseur d'isolants, la perte de chaleur était de 40 watt-heures par mètre de longueur. On peut calculer la perte annuelle de chaleur si le système est arrêté pour 2000 heures par année.

Perte annuelle de chaleur = perte de chaleur/mètre/heure x heures par année x longueur

$$= 40 \times 2\,000 \times 30$$

$$= 2\,400\,000 \text{ Wh/an}$$

$$\text{ou } 2\,400 \text{ kWh/an}$$

Si 1 Wh = 3,6 kJ, on peut reformuler l'équation comme suite:

$$2\,400\,000 \text{ Wh/an} = 2\,400\,000 \times 36$$

$$= 8\,640\,000 \text{ kJ/an}$$

Selon la table 1, l'enthalpie de la vapeur à 950 kPa (abs.) est de 2 774 kJ/kg. On peut calculer la perte d'énergie sachant que le coût de la vapeur est de 22\$/1 000 kg.

$$\text{Perte annuelle en dollars} = \frac{8\,640\,000}{2\,774} \times \frac{22\$}{1\,000}$$

$$= 68,52\$/\text{an}$$

Quoique les économies semblent peu importantes dans cet exemple, si le problème survient à divers points de l'installation, le total des économies devient important. Faisons également remarquer qu'il ne s'agit que des pertes de chaleur provenant de la tuyauterie, excluant d'autres sources possibles de pertes de chaleur comme les fuites, les purgeurs de vapeur fuyants, l'évacuation des condensats aux égouts et autres.

En plus de réaliser des économies, on peut également réduire le coût de l'entretien en fermant les principaux branchements et les canalisations lorsqu'ils ne sont pas utilisés.

Possibilités d'amélioration de coût modique

Les possibilités d'amélioration de coût modique sont des initiatives de gestion de l'énergie réalisées en une seule fois et dont le coût n'est pas élevé. En voici quelques exemples.

1. Récupérer les condensats.
2. Remettre les postes de réduction de pression en état.
3. Faire fonctionner l'appareillage dans sa gamme de service efficace.
4. Isoler les brides et les raccords nus.
5. Enlever la tuyauterie de vapeur et de condensat inutiles.
6. Réduire la pression du système lorsqu'il y a lieu.
7. Changer la disposition de la tuyauterie ou relocaliser l'appareillage pour raccourcir la tuyauterie.
8. Optimiser l'emplacement des détecteurs.
9. Isoler la tuyauterie nue.
10. Installer de l'appareillage de mesure, de régulation et de contrôle.
11. Remplacer ou réparer les purgeurs de vapeur fuyants.
12. Remplacer, réparer ou ajouter des purgeurs d'air.
13. Réparer l'isolant endommagé.

Exemples concrets d'amélioration de coût modique

1. Récupérer le condensat

On ne saurait trop insister sur la récupération des condensats des systèmes à vapeur. Il faut réduire l'emploi direct de la vapeur lorsqu'il y a lieu et récupérer les condensats à la chaufferie par le biais d'échangeurs de chaleur. Dans les installations où les condensats des purgeurs de vapeur ou autre appareillage de procédés sont rejetés à l'égout et peuvent être récupérés, il faut raccorder la tuyauterie de condensat au système de retour le plus proche ou installer un système de pompage distinct. L'écoulement direct des condensats dans les égouts entraîne une perte d'argent et augmente le coût d'exploitation du système de traitement chimique de l'eau d'alimentation de la chaufferie. Si les condensats sont contaminés, il faut étudier les possibilités d'en récupérer l'énergie calorifique. Lorsque les condensats sont évacués à la pression atmosphérique, il faut étudier la possibilité d'utiliser la vapeur instantanée puisque celle-ci renferme de l'énergie récupérable.

Au cours de l'analyse au passage d'une installation, on s'est aperçu qu'un purgeur de vapeur installé sur une pièce d'équipement de procédés rejetait les condensats directement dans l'égout. Le débit moyen a été mesuré à 50 kg/h à 80°C, l'eau d'appoint était introduite dans le réservoir d'eau alimentation à 5°C et la pression de vapeur de service était de 850 kPa (eff.). L'économie annuelle d'énergie réalisable en renvoyant les condensats à la chaufferie peut être déterminée à l'aide de la feuille de travail 8-3.

Les économies annuelles d'énergie représentent 1 481\$ et la mise de fonds a été évaluée à 3 000\$.

$$\begin{aligned}\text{Période de rentabilité} &= \frac{3\,000\$}{1\,481\$} \\ &= 2 \text{ ans}\end{aligned}$$

Si les condensats de cet exemple étaient contaminés et ne pouvaient donc être utilisés pour alimenter la chaudière, ils pourraient quand même être utilisés comme source de chaleur pour chauffer les locaux ou l'eau d'un procédé et même, dans certains cas, comme source directe de chauffage.

2. Remettre les postes de réduction de pression en état

Il faut vérifier tous les postes de réduction de pression pour s'assurer qu'ils fonctionnent bien et qu'ils sont bien entretenus. La rouille, le tartre et d'autres corps étrangers qui se déposent dans le réseau de distribution de vapeur entraînent l'érosion des pièces de vanne. Par conséquent, comme la vanne ne fonctionne plus dans les conditions pour lesquelles elle a été construite, il peut se produire des variations de pression indésirables et une augmentation des pressions de service.

Si les postes de réduction de pression ne fonctionnent pas de manière appropriée et qu'ils fournissent aux corps de chauffe, une pression inférieure à celle requise pour le fonctionnel du procédé, la pression du réseau peut être augmentée. On obtient ainsi des températures de service supérieures, ce qui entraîne une plus grande perte de chaleur et gaspille de l'énergie et de l'argent.

3. Faire fonctionner l'appareillage dans leur gamme opérationnelle efficace

On peut améliorer l'efficacité de l'appareillage en faisant fonctionner les collecteurs de condensat, les pompes à vide, les unités d'alimentation de chaudière, les appareils de chauffage ou l'équipement des procédés aux points de consigne au lieu de les faire fonctionner à capacité réduite. Un système fonctionne de manière plus efficace à pleine charge qu'à charge partielle.

4. Isoler les brides et les raccords nus

Comme nous l'avons mentionné dans les Notions de base, une paire de brides non isolées représentent 610 mm de tuyauterie nue. Toutes les brides et tous les raccords doivent être isolés pour réduire les pertes de chaleur et économiser de l'énergie.

Lors de l'analyse au passage d'une installation, on a remarqué que 40 brides d'un réseau de distribution de vapeur saturée de NPS 4 fonctionnant à 700,8 kPa (abs.) n'étaient pas isolés. La conduite principale de vapeur était utilisée 8 760 heures par année et le coût de la vapeur était de 22\$/1 000 kg.

La longueur de tuyauterie nue équivalant à une paire de brides non isolées est de 610 mm.

$$\begin{aligned}\text{Longueur équivalente de 40 brides nues} &= \frac{40}{2} \times 610 \\ &= 12\,200 \text{ mm} \\ &\text{ou } 12,2 \text{ m}\end{aligned}$$

Selon la table 1, la température de la vapeur à 700,8 kPa (abs.) est de 165°C.

Perte de chaleur par heure de la tuyauterie nue de NPS 4 à 165°C = 790 Wh/m (table 7)

$$\begin{aligned}\text{Perte de chaleur par heure de } 12,2 \text{ m} &= 790 \times 12,2 \\ &= 9\,638 \text{ Wh/m}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Perte de chaleur annuelle provenant des brides} &= 9\,638 \times 8\,760 \\ &= 84,43 \times 10^6 \text{ Wh/an} \\ &\text{ou } 84,43 \times 10^6 \times 3,6 \\ &= 303,94 \times 10^6 \text{ kJ/an}\end{aligned}$$

Enthalpie de la vapeur saturée à 700,8 kPa (abs.) = 2 762 kJ/kg (table 1)

$$\begin{aligned}\text{Perte de vapeur équivalente par année} &= \frac{303,94 \times 10^6}{2\,762} \\ &= 110\,043 \text{ kg/an}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Coût annuel de la perte de vapeur} &= 110\,043 \times \frac{22\$}{1\,000} \\ &= 2\,421\$ \end{aligned}$$

Évaluation du coût d'isolation de 40 brides = 3 600\$

$$\begin{aligned}\text{Période de rentabilité} &= \frac{3\,600\$}{2\,421\$} \\ &= 1,49 \text{ an}\end{aligned}$$

5. Enlever la tuyauterie de vapeur et de condensat inutile

La tuyauterie de vapeur et de condensat superflue à cause de modifications apportées à un procédé, à l'appareillage ou à l'installation doit être enlevée puisqu'elle devient une source de perte de chaleur. L'enlèvement d'une tuyauterie faisant double emploi libère des zones pouvant servir à d'autres services de l'installation.

6. Réduire la pression du système lorsqu'il y a lieu

Lorsque la vapeur saturée est la source de chauffage, plus la pression du système est élevée, plus il y a perte de chaleur dans le réseau. Lorsqu'on réduit la pression du système au niveau le plus bas possible, on réduit les pertes d'énergie.

7. Changer la disposition de la tuyauterie ou relocaliser l'appareillage pour raccourcir la tuyauterie.

Plus la tuyauterie est courte entre la source de chaleur et le point d'utilisation, moins il y a de perte de chaleur. Il peut y avoir possibilité de réacheminer la tuyauterie ou de relocaliser l'équipement pour réduire les pertes d'énergie.

8. Optimiser l'emplacement des détecteurs

Il faut vérifier l'emplacement des appareils de régulation, comme les détecteurs de pression, les détecteurs d'air extérieur et les détecteurs d'air d'alimentation. On recommande également d'ajouter des composants ou de les relocaliser pour améliorer le fonctionnement du système. Lorsque les détecteurs sont mal placés, ils entraînent souvent un mauvais réglage des servo-moteurs ou des registres, et par conséquent gaspillent de l'énergie.

9. Isoler la tuyauterie nue

La tuyauterie non isolée est une source majeure de perte d'énergie. Toute tuyauterie non isolée doit être recouverte d'un isolant d'épaisseur recommandée. Se référer au module 1 intitulé «Isolation des procédés» pour de plus amples détails.

Lors de l'analyse au passage d'une installation, on a remarqué qu'une conduite de vapeur saturée de NPS 2 fonctionnant à 600 kPa (abs.) n'était pas isolée sur une longueur de 60 mètres. Il y avait évidemment gaspillage d'énergie. Cette canalisation fonctionnait 8 400 heures par année et à un coût de vapeur de 22\$/1 000 kg.

Selon la table 1, la température de la vapeur à 600 kPa (abs.) est de 158,84°C.

Selon la table 6, la perte de chaleur par heure par mètre de longueur pour un tuyau de NPS 2 à 158,84°C est égale à 490 Wh/(m·h).

$$\begin{aligned}\text{Perte annuelle de chaleur d'un tuyau non isolé} &= 490 \times 60 \times 8\,400 \\ &= 246,96 \times 10^6 \text{ Wh/an}\end{aligned}$$

D'après le module 1, si ce tuyau était recouvert de 51 mm de fibre de verre, la perte de chaleur par heure par mètre baisserait à 24 Wh/(m·h).

$$\begin{aligned}\text{Avec un isolant, perte annuelle de chaleur} &= 24 \times 60 \times 8\,400 \\ &= 12,096 \times 10^6 \text{ Wh/an}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Réduction de la perte de chaleur avec isolant} &= (246,96 \times 10^6) - (12,096 \times 10^6) \\ &= 234,864 \times 10^6 \text{ Wh/an} \\ &\text{ou } 845,51 \times 10^6 \text{ kJ/an}\end{aligned}$$

Selon la table 1, l'enthalpie de la vapeur saturée à 600 kPa (abs.) est de 2 755,5 kJ/kg

$$\begin{aligned}\text{Perte de vapeur équivalente} &= \frac{845,51 \times 10^6}{2\,755,5} \\ &= 306\,844 \text{ kg/an}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Coût équivalent de la perte de vapeur} &= \frac{306\,844 \times 22\$}{1\,000} \\ &= 6\,751\$/\text{an}\end{aligned}$$

Évaluation du coût d'isolation de la canalisation = 4 200\$

$$\begin{aligned}\text{Période de rentabilité} &= \frac{4\,200\$}{6\,751\$} \\ &= 0,62 \text{ an (7 mois)}\end{aligned}$$

10. Installer de l'appareillage de mesure, de contrôle et de surveillance

Lorsqu'il n'y a pas d'appareillage de mesure, de régulation ou de contrôle, il est presque impossible de déterminer si l'énergie est bien exploitée ou gaspillée. Pour de plus amples détails, se référer au module 15 intitulé «Mesures et contrôles».

11. Remplacer ou réparer les purgeurs de vapeur fuyants

Lors d'une étude sur les purgeurs de vapeur d'un bâtiment commercial, on a remarqué le mauvais fonctionnement d'un purgeur de vapeur, dont l'orifice était de 3,17 mm, installé sur un système de chauffage à vapeur fonctionnant à 205 kPa (abs.). On avait déterminé que le purgeur était bloqué à la position ouverte et ainsi laissait s'échapper la vapeur dans le système de retour des condensats.

Selon la table 5, on a pu établir que les pertes par le purgeur étaient de 6,2 kg par heure. Le système de chauffage de l'installation fonctionnait 3 600 heures par année et le coût de la vapeur était de 22\$/1 000 kg.

$$\begin{aligned}\text{Vapeur provenant du purgeur fuyant} &= 6,2 \text{ kg/h} \times 3\,600 \text{ h/an} \\ &= 22\,320 \text{ kg/an}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Coût de la perte d'énergie} &= 22\,320 \times \frac{22\$}{1\,000} \\ &= 491\$ \text{ par année basé sur une saison de chauffage de 3 600 heures.}\end{aligned}$$

Le coût de remplacement d'un nouveau purgeur, y compris la main-d'oeuvre a été évalué à 90\$.

$$\begin{aligned}\text{Période de rentabilité} &= \frac{90\$}{491\$} \\ &= 0,18 \text{ an (2 mois)}\end{aligned}$$

Si la pression du système était plus élevée ou l'orifice plus grand, la quantité de vapeur perdue augmenterait ainsi que les pertes d'énergie.

12. Réparer, remplacer ou ajouter des purgeurs d'air

Comme nous l'avons mentionné dans la section Notions de base, de petites quantités d'air ou de gaz non compressibles dans un système à vapeur peuvent réduire l'efficacité de l'échange calorifique de l'appareillage terminal. Peu importe comment l'air ou les gaz non compressibles s'introduisent dans le système (avec l'eau d'alimentation de la chaudière ou à travers des fuites), ils doivent être éliminés pour améliorer l'efficacité du système et l'utilisation de l'énergie.

Prenons par exemple un système fonctionnant à 138 kPa (eff.) [239,325 kPa (abs.)] qui utilise de la vapeur saturée contenant 10% d'air. La température qui devrait être de 126°C (la température de saturation à la pression de service du système), n'est que de 122°C, soit une réduction de 4°C. Si la température de 126°C est critique aux équipements terminaux, il faut augmenter la pression globale du système pour qu'elle atteigne 280 kPa (abs.) (131°C) pour compenser cette réduction de température. Cette pression supérieure entraîne de plus grandes pertes de chaleur dans le réseau de distribution et par conséquent, gaspille de l'énergie et de l'argent.

Si l'on extrait cet air aux points élevés du système ou en avant l'équipement terminal en installant des purgeurs d'air thermostatiques ou à flotteur, la pression du système peut être baissée, ce qui économise de l'argent et de l'énergie.

13. Réparer l'isolant endommagé

La propriété isolante des matériaux endommagés ou détrempés est très réduite, ce qui augmente les pertes de chaleur. Tout isolant endommagé doit être remplacé aussitôt que possible et être protégé contre des dommages ultérieurs.

Prenons par exemple un réseau de distribution de vapeur de NPS 6 fonctionnant 8 760 heures par année et transportant de la vapeur saturée à 446 kPa (abs.). Lorsqu'on a vérifié la conduite principale de vapeur, on s'est aperçu que l'isolant était endommagé à 9 endroits, ce qui équivalait à une longueur de tuyauterie nue de 4 mètres. Selon la table 6, la perte de chaleur par heure, par mètre est de 980 Wh/(m-h).

$$\begin{aligned}\text{Perte annuelle de chaleur} &= 980 \times 4 \times 8\,760 \\ &= 34,3 \times 10^6 \text{ Wh/an} \\ &\text{ou } 123,6 \times 10^6 \text{ kJ/an}\end{aligned}$$

Enthalpie de la vapeur saturée à 446 kPa (abs.) = 2 742 kJ/kg (table 1)

$$\begin{aligned}\text{Perte annuelle de chaleur} &= \frac{123,6 \times 10^6}{2\,742} \\ &= 45\,077 \text{ kg/an}\end{aligned}$$

Sachant que le coût de la vapeur est de 22\$/1 000 kg, on peut calculer le coût de la perte de vapeur comme suit:

$$\begin{aligned}\text{Coût annuel} &= 45\,077 \times \frac{22\$}{1\,000} \\ &= 992\$/\text{an}\end{aligned}$$

On a évalué le coût de réparation de l'isolant endommagé aux 9 endroits à 600\$.

$$\begin{aligned}\text{Période de rentabilité} &= \frac{600\$}{992\$} \\ &= 0,605 \text{ an (7 mois)}\end{aligned}$$

Possibilités de rénovation

Les possibilités de rénovation sont des initiatives de gestion de l'énergie réalisées en une seule fois et dont le coût est important.

Comme la plupart des possibilités de cette catégorie demandent une analyse approfondie effectuée par des spécialistes, elles ne peuvent toutes être traitées dans le présent module. Certaines possibilités sont appuyées d'exemples concrets tandis que d'autres ne font l'objet que d'un commentaire. En voici quelques exemples.

1. Améliorer l'isolation de la tuyauterie jusqu'à l'épaisseur recommandée.
2. Établir un programme pour remplacer les purgeurs de vapeur.
3. Optimiser le diamètre des tuyaux.
4. Récupérer la vapeur instantanée.
5. Éliminer l'utilisation de vapeur si possible.
6. Dépressuriser le condensat par étage.
7. Récupérer la chaleur des condensats.
8. Mesurer le débit de vapeur et de condensat.
9. Considérer la cogénération de la chaleur et de la puissance électrique.

Exemples concrets de rénovation

1. Améliorer l'isolation

Lors de l'analyse au passage d'une installation, on a remarqué qu'un collecteur de vapeur de diamètre NPS 6 transportait de la vapeur saturée à 450 kPa (abs.) et était isolé sur toute sa longueur de 100 m avec du fibre de verre de 25 mm. Le système fonctionnait 8 760 heures par année.

Selon le module 1, on a établi l'épaisseur d'isolant recommandé pour ce type de tuyauterie à 76 mm.

Selon les données du fabricant de fibre de verre, on a déterminé à 136 Wh/(m·h) la perte de chaleur par heure dans ces conditions avec un isolant de 25 mm d'épaisseur, et à 57 Wh/(m·h) avec un isolant de 76 mm d'épaisseur. Donc, si l'on ajoutait 51 mm d'épaisseur de plus au fibre de verre déjà en place, il y aurait une réduction de la perte de chaleur par heure par mètre de 79 Wh/(m·h) (136-57).

$$\begin{aligned}\text{Réduction annuelle de la perte de chaleur} &= \frac{79 \text{ Wh}}{\text{m h}} \times 300 \text{ m} \times \frac{8\,760 \text{ h}}{\text{an}} \\ &= 207,612 \times 10^6 \text{ Wh/an} \\ &\text{ou } 747,4 \times 10^6 \text{ kJ/an}\end{aligned}$$

Selon la table 1, l'enthalpie de la vapeur à 450 kPa (abs.) = 2 742,9 kJ/kg

$$\begin{aligned}\text{Quantité de vapeur équivalente à la perte de chaleur} &= \frac{747,4 \times 10^6}{2\,742,9} \\ &= 272\,485 \text{ kg/an}\end{aligned}$$

On a évalué à 22\$/1 000 kg, le coût de la vapeur de l'installation.

$$\begin{aligned}\text{Perte annuelle en argent} &= 272\,485 \times \frac{22\$}{1\,000} \\ &= 5\,995\$ \end{aligned}$$

On a évalué à 5 000\$, le coût de l'achat et de la pose de 51 mm d'isolant sur la tuyauterie.

$$\begin{aligned}\text{Période de rentabilité} &= \frac{5\,000\$}{5\,995\$} \\ &= 0,83 \text{ an (10 mois)}\end{aligned}$$

2. Établir un programme pour remplacer les purgeurs de vapeur

Un système de distribution de vapeur fonctionnant à 860 kPa (eff.) comprend au total 300 purgeurs de vapeur. Dans le cadre du programme d'entretien des purgeurs de vapeur traité dans le premier exemple concret des possibilités de maintenance, une section de 50 purgeurs a été choisie comme échantillon. On a installé un appareil de mesure de vapeur pour un mois et obtenu une consommation de vapeur totale de $3,4 \times 10^6$ kg. Suite à l'élaboration d'une nouvelle norme relative aux purgeurs de vapeur, on a remplacé certains purgeurs et enregistré de nouveau la consommation en vapeur pendant un mois. La consommation totale obtenue fut de $3,2 \times 10^6$ kg. La perte de vapeur moyenne d'un purgeur de vapeur par heure projetée pour l'ensemble d'une installation a été obtenue par l'équation suivante:

$$W = \frac{(W_a - W_b) \times N_t}{N \times h}$$

où W = perte moyenne de vapeur de tous les purgeurs fuyants de l'usine (kg/h)

W_a = Consommation de vapeur mesurée avant l'essai (kg/mois)

W_b = Consommation de vapeur mesurée après l'essai (kg/mois)

N = Nombre de purgeurs de vapeur faisant l'objet de l'essai

N_t = Nombre total de purgeurs dans l'usine

h = Nombre d'heures de la période d'essai.

En substituant les valeurs, on obtient la perte totale due aux purgeurs de vapeur de l'usine:

$$W = \frac{[(3,4 \times 10^6) - (3,2 \times 10^6)] \times 300}{50 \times 720}$$

$$= 1\,667 \text{ kg/h}$$

Si cette usine fonctionne 8 760 heures par année, la perte annuelle totale de vapeur peut être calculée comme suit:

$$\begin{aligned} \text{Perte annuelle de vapeur} &= \text{perte de vapeur par heure} \times \text{heure de service par année} \\ &= 1\,667 \times 8\,760 \\ &= 14,6 \times 10^6 \text{ kg/an} \end{aligned}$$

Si le coût de la vapeur est de 22\$/1 000 kg, on peut calculer la perte de vapeur comme suit:

$$\begin{aligned} \text{Perte de vapeur} &= (14,6 \times 10^6) \times \frac{22\$}{1\,000} \\ &= 321\,200\$ \end{aligned}$$

On a évalué à 60 000\$, le coût de remplacement des 300 purgeurs de vapeur de l'usine et à 5 000\$ le coût de l'appareillage de mesure de vapeur, pour une dépense totale de 65 000\$.

$$\begin{aligned} \text{Période de rentabilité} &= \frac{65\,000\$}{321\,000\$} \\ &= 0,202 \text{ an (2,5 mois)} \end{aligned}$$

Quoique les économies soient fonction du nombre et de l'état des purgeurs de vapeur de l'usine, les calculs ci-dessus sont représentatifs d'un système doté de 300 purgeurs de vapeur.

3. Optimiser le diamètre des tuyaux

Il faut optimiser le diamètre de toute la tuyauterie de condensat et de vapeur ainsi que la longueur des tronçons. Lorsque la tuyauterie est surdimensionnée ou trop longue, les surfaces d'échange de chaleur sont trop grandes et on gaspille plus d'énergie.

4. Récupérer la vapeur instantanée

Il faut déterminer la possibilité de récupérer la vapeur instantanée en vérifiant d'abord la quantité disponible de vapeur instantanée. Pour ce faire, il faut se rappeler les points suivants:

- Il faut déterminer si la vapeur instantanée peut être utilisée et à quelle pression minimale. La vapeur instantanée récupérée à partir de systèmes qui fonctionnent à l'année longue devrait être utilisée sur des systèmes qui fonctionnent également à l'année longue. On obtient ainsi une utilisation maximale de la vapeur instantanée produite.
- La récupération de la vapeur instantanée à partir de systèmes dont la pression est inférieure à 690 kPa (eff.) n'est pas rentable, à moins que la charge maximale soit constante.
- Lorsque les purgeurs à vapeur n'évacuent pas les condensats à mesure qu'ils se forment, ceux-ci sont refroidis, ce qui diminue la possibilité de récupérer la vapeur instantanée. Le purgeur de type mécanique ou à flotteur vidange rapidement les condensats et est considéré comme un meilleur récupérateur de vapeur instantanée qu'un purgeur thermostatique entraînant l'accumulation d'eau sur les surfaces de chauffage et le refroidissement des condensats.

Une installation utilise de la vapeur à 1 000 kPa (eff.) et en condense 1 000 kg/h à un collecteur de condensat ventilé à l'atmosphère. On décide d'installer un système de récupération de la vapeur instantanée qui utilisera cette dernière pour chauffer l'eau des procédés. La vapeur instantanée est utilisée à 70 kPa (eff.) à l'année longue et le coût de la vapeur est de 22\$/1 000 kg. Les économies d'énergie annuelles réalisées par l'installation d'un système de récupération de vapeur instantanée sont calculées à l'aide de la feuille de travail 8-4.

On obtient des économies annuelles de 24 200\$ et la période de rentabilité de la mise de fonds de 10 000\$ est de 0,41 an ou moins de 5 mois.

5. Éliminer l'utilisation de vapeur si possible

On peut éliminer l'utilisation de la vapeur dans certaines opérations et remplacer celle-ci par une autre source de chaleur comme l'électricité, l'eau chaude ou le gaz naturel.

Cette possibilité devrait être étudiée à fond.

Considérons les points suivants.

- Lors de la production de vapeur, environ 80% de la chaleur disponible dans le combustible est transférée à la vapeur. Cette quantité est fonction du type de la chaudière, des conditions de service, du type de combustible, de la charge de la chaudière et d'autres facteurs.
- Un appareil de chauffage à combustion directe au gaz naturel assure un rendement à 100%.
- Le chauffage par résistance électrique assure un rendement à 100%.
- Un système de distribution d'eau chaude qui fonctionne normalement à une température inférieure à celle du système à vapeur perd moins de chaleur au milieu ambiant.

Les possibilités mentionnées doivent être étudiées par des ingénieurs ou des spécialistes compétents dans le domaine.

6. Dépressuriser le condensat par étage

Dans le cas de systèmes à vapeur à pressions multiples, il faut utiliser la vapeur instantanée récupérée à partir de la pression supérieure dans les systèmes de plus basse pression subséquente. Par exemple, dans un immeuble dont les pressions de vapeur sont de 100 kPa (eff.), 500 kPa (eff.) et 1 000 kPa (eff.), on devrait récupérer la vapeur instantanée à partir du système de 1 000 kPa (eff.) et l'utiliser dans le système de 500 kPa (eff.). De même, on devrait récupérer la vapeur instantanée du système de 500 kPa (eff.) et l'utiliser dans le système de 100 kPa (eff.).

7. Récupérer la chaleur des condensats

Dans les endroits où les condensats chauds sont rejetés à l'égout, comme dans la vidange de la chaudière ou dans le chauffage du procédé, on devrait installer des récupérateurs de chaleur. Par exemple, lorsqu'un réservoir de détente a été installé sur la vidange de la chaudière, les condensats rejetés à l'égout contiennent une quantité importante d'énergie calorifique qui peut être utilisée pour le chauffage de l'eau froide d'appoint de la chaudière ou pour une autre application de chauffage.

L'évacuation des condensats de vidange d'une chaudière vers un réservoir de détente est de 50 kg/h à 90°C. La pression de service de la chaufferie est de 100 kPa (eff.) On installe un échangeur de chaleur eau à eau pour récupérer la chaleur des condensats avant qu'ils ne soient rejetés à l'égout. L'efficacité de l'échangeur est de 70 % et la température des condensats est abaissée de 90°C à 40°C lorsqu'ils passent dans l'échangeur de chaleur. Le coût de production de vapeur est de 22\$/1 000 kg et la température de l'eau d'appoint est de 10°C. Les économies d'énergie réalisables à partir d'un système de récupération de chaleur se calculent à l'aide de la feuille de travail 8-5.

On obtient des économies annuelles de 636\$ et la période de rentabilité de la mise de fonds de 2 000\$ est de 3,14 ans.

8. Mesurer le débit de vapeur et de condensat

La mesure de la vapeur et du condensat n'entraîne pas d'économies d'énergie, ni ne réduit la consommation de vapeur comme tel. Elle encourage toutefois l'adoption de mesures efficaces de gestion de l'énergie. Lorsque l'on connaît la quantité de vapeur consommée et de condensat retourné, on peut:

- Déterminer la quantité d'énergie utilisée et où elle est utilisée.
- Calculer des économies d'énergie éventuelles pour les possibilités de gestion d'énergie proposées.
- Vérifier les économies d'énergie pour les mesures de gestion d'énergie mises en vigueur.

Se référer au module 15 intitulé «Mesures et contrôle» pour d'autres détails.

9. Considérer la cogénération de la chaleur et de la puissance électrique

Lorsque c'est rentable, il faut encourager la cogénération pour la production simultanée d'énergie calorifique et de puissance électrique ou mécanique.

Lorsque la vapeur est utilisée à une pression inférieure à laquelle elle est produite, il faut installer un dispositif qui réduit la pression, comme une *vanne de réduction de pression*. Lorsque la demande pour la vapeur de basse pression est stable, il peut être rentable de raccorder une turbine à contre-pression en parallèle avec la vanne de réduction de pression. La turbine reçoit la vapeur haute pression à l'entrée, évacue la vapeur basse pression et génère la force motrice qui peut être utilisée pour entraîner une machine mécanique ou un générateur électrique.

Ce système combiné présente un avantageux puisque le coût du débit supplémentaire de la vapeur haute pression est habituellement moindre que si on achetait l'énergie électrique produite. Un système de cogénération peut fournir de la vapeur au procédé et de l'énergie électrique en utilisant le combustible de façon plus efficace qu'un système ne fournissant seulement que de la vapeur ou de l'énergie électrique.

Nous ne traiterons pas, dans le présent module, des calculs pertinents, de l'utilisation des diagrammes d'enthalpie et des renseignements détaillés sur l'appareillage requis pour une telle évaluation. L'évaluation de la rentabilité d'une cogénération doit être effectuée par un personnel compétent.

ANNEXES

- A Glossaire**
- B Tables**
- C Conversions Courantes**
- D Feuilles de travail**
- E Listes de contrôle**

GLOSSAIRE

Analyse de diagnostic – Analyse d'une possibilité d'économiser l'énergie comportant l'évaluation du fonctionnement du processus actuel, l'étude des registres correspondants, le calcul des économies possibles de même que l'estimation de la mise de fonds et des coûts d'exploitation afin de déterminer la rentabilité du projet.

Analyse au passage – Inspection visuelle d'une installation pour observer comment l'énergie est employée ou gaspillée.

Chaleur d'un liquide saturé – Quantité de chaleur requise pour élever la température d'un kilogramme de liquide de 0°C au point d'ébullition à une pression donnée (MJ/kg).

Chaleur latente de vaporisation – Quantité de chaleur requise pour transformer un kilogramme d'eau bouillante en un kilogramme de vapeur à une pression constante (MJ/kg).

Chaleur sensible – Chaleur fournie à ou enlevée d'un corps qui produit une variation de température mesurable par thermomètre.

Chaleur totale de la vapeur – Somme de la chaleur latente et de la chaleur sensible, exprimée en kJ/kg.

Corrosif – Qui a la propriété de rouiller ou de détruire chimiquement les métaux (quelquefois d'autres matériaux).

Coup de bélier – Secousse mécanique provoquée par des ondes de pression propagées dans la tuyauterie et qui se heurtent à des obstructions. Par exemple, une accumulation de condensat (bouchon de liquide) qui s'élance violemment comme un «bélier» à travers le système à condensat ou à vapeur et se heurte à des vannes ou des raccords.

Densité – Désigne la masse spécifique d'un corps par rapport à celle de l'eau. Si la densité est supérieure à 1,0 le corps est plus lourd que l'eau. Si elle est inférieure à 1,0 le corps est plus léger que l'eau.

Énergie – Grandeur caractérisant l'aptitude d'un système physique à fournir un travail. L'énergie existe sous différentes formes transformables: énergie calorifique (chaleur), mécanique (travail), électrique et chimique. L'énergie est mesurée en kilowattheures (kWh) ou en mégajoules (MJ).

Énergie variable – Énergie associée à la production et variant avec celle-ci.

Enthalpie – Mesure de l'énergie calorifique d'une substance, exprimée en kJ/kg.

Enthalpie spécifique – Enthalpie par unité de masse d'un corps.

Érosif – Qui a la propriété d'éroder ou de ronger graduellement un corps.

Gaspillage d'énergie – Énergie dissipée sans avoir été pleinement utilisée. Il peut s'agir d'énergie sous forme de vapeur, de gaz d'échappement, d'eau évacuée ou même de rebuts.

Gaz carbonique (CO₂) – Gaz lourd incolore qui se dissout dans l'eau pour former de l'acide carbonique.

Gaz incondensable – Gaz qui ne se condense pas (transformation de l'état vapeur à l'état liquide) dans des conditions données.

Intensité énergétique – Quantité d'énergie requise pour produire un produit ou un groupe de produits. Exprimée en énergie utilisée par unité de production.

Liquide saturé — Liquide dans un mélange en équilibre de vapeur et de liquide.

Masse spécifique — Masse d'un corps contenue dans un volume donné.

Possibilités d'amélioration de coût modique — Initiatives de gestion de l'énergie réalisées en une seule fois et dont le coût n'est pas élevé.

Possibilités de maintenance — Initiatives de gestion de l'énergie exécutées de façon périodique, au moins une fois par année. Celles-ci incluent les programmes d'entretien préventif.

Possibilités de rénovation — Initiatives de gestion de l'énergie réalisées en une seule fois et dont le coût est important.

Pression absolue — Pression par rapport au vide absolu, exprimée en kPa (abs.)

Pression atmosphérique — Pression de l'atmosphère terrestre au niveau de la mer, soit 101,325 kPa à 20°C.

Pression effective — Pression par rapport à la pression atmosphérique, exprimée en kPa (eff.). Note: $\text{kPa (eff.)} + \text{pression atmosphérique} = \text{kPa (abs.)}$.

Propriétés psychrométriques — Propriétés d'un mélange air — eau — vapeur dont la représentation graphique s'effectue par un diagramme illustrant les méthodes de calcul de l'humidité relative, de l'humidité spécifique (absolue), de la chaleur sensible, de la chaleur latente, de la chaleur totale et d'autres propriétés.

Qualité de la vapeur — Mesure de la sécheresse de la vapeur exprimée par le rapport de la masse de vapeur à la masse totale par unité de volume du mélange.

Système SI — Système métrique adopté par le Canada. Abréviation de Système international d'unités.

Tube de réchauffage des canalisations — Méthode selon laquelle un fluide circulant dans un tuyau est protégé du gel. Pour ce faire, on installe un tuyau de vapeur de petit diamètre et on le met en contact avec le tuyau transporteur du fluide protégé.

Vapeur instantanée — Vapeur résultant de l'évacuation du condensat à une pression inférieure à celle à laquelle elle a été produite. En effet, une certaine quantité de chaleur sensible est dégagée et absorbée sous forme de chaleur latente, ce qui entraîne la transformation d'une certaine quantité de condensat en vapeur «instantanée».

Vapeur saturée — Vapeur à la température d'ébullition de l'eau à une pression donnée.

Vapeur saturée sèche — Vapeur ne contenant pas d'eau en suspension.

Vapeur surchauffée — Vapeur à une température plus élevée que la température de saturation sous une pression donnée.

Volume massique — Volume d'un corps par rapport à sa masse; réciproque de la masse spécifique.

PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR ET DE L'EAU SATURÉES (TEMPÉRATURE)

TABLE 1

Température °C	K	Press. kPa	Volume, m³/kg			Enthalpie, kJ/kg			Entropie, kJ/kg K		
			Eau	Évap.	Vapeur	Eau	Évap.	Vapeur	Eau	Évap.	Vapeur
<i>t</i>	<i>T</i>	<i>P</i>	<i>v_f</i>	<i>v_{fg}</i>	<i>v_g</i>	<i>h_f</i>	<i>h_{fg}</i>	<i>h_g</i>	<i>s_f</i>	<i>s_{fg}</i>	<i>s_g</i>
0.	273.15	0.6108	0.0010002	206.30	206.31	-0.04	2501.6	2501.6	-0.0002	9.1579	9.1577
0.01	273.16	0.6112	0.0010002	206.16	206.16	0.00	2501.6	2501.6	0.0000	9.1575	9.1575
1.0	274.15	0.6566	0.0010001	192.61	192.61	4.17	2499.2	2503.4	0.0153	9.1158	9.1311
2.0	275.15	0.7055	0.0010001	179.92	179.92	8.39	2496.8	2505.2	0.0306	9.0741	9.1047
3.0	276.15	0.7575	0.0010001	168.17	168.17	12.60	2494.5	2507.1	0.0459	9.0326	9.0785
4.0	277.15	0.8129	0.0010000	157.27	157.27	16.80	2492.1	2508.9	0.0611	8.9915	9.0526
5.0	278.15	0.8718	0.0010000	147.16	147.16	21.01	2489.7	2510.7	0.0762	8.9507	9.0269
6.0	279.15	0.9345	0.0010000	137.78	137.78	25.21	2487.4	2512.6	0.0913	8.9102	9.0015
7.0	280.15	1.0012	0.0010001	129.06	129.06	29.41	2485.0	2514.4	0.1063	8.8699	8.9762
8.0	281.15	1.0720	0.0010001	120.96	120.97	33.61	2482.6	2516.2	0.1213	8.8300	8.9513
9.0	282.15	1.1472	0.0010002	113.43	113.44	37.80	2480.3	2518.1	0.1362	8.7903	8.9265
10.0	283.15	1.2270	0.0010003	106.43	106.43	41.99	2477.9	2519.9	0.1510	8.7510	8.9020
12.0	285.15	1.4614	0.0010004	93.83	93.84	50.34	2473.2	2523.6	0.1805	8.6731	8.8536
14.0	287.15	1.5973	0.0010007	82.90	82.90	58.75	2468.5	2527.2	0.2098	8.5963	8.8060
16.0	289.15	1.8168	0.0010010	73.38	73.38	67.13	2463.8	2530.9	0.2388	8.5205	8.7593
18.0	291.15	2.0624	0.0010013	65.09	65.09	75.50	2459.0	2534.5	0.2677	8.4458	8.7135
20.0	293.15	2.337	0.0010017	57.84	57.84	83.84	2454.3	2538.2	0.2963	8.3721	8.6694
22.0	295.15	2.642	0.0010022	51.49	51.49	92.23	2449.6	2541.8	0.3247	8.2994	8.6241
24.0	297.15	2.982	0.0010026	45.92	45.93	100.59	2444.9	2545.5	0.3530	8.2277	8.5806
26.0	299.15	3.360	0.0010032	41.03	41.03	108.95	2440.2	2549.1	0.3810	8.1569	8.5379
28.0	301.15	3.778	0.0010037	36.73	36.73	117.31	2435.4	2552.7	0.4088	8.0870	8.4959
30.0	303.15	4.241	0.0010043	32.93	32.93	125.66	2430.7	2556.4	0.4365	8.0181	8.4546
32.0	305.15	4.753	0.0010049	29.57	29.57	134.02	2425.9	2560.0	0.4640	7.9500	8.4140
34.0	307.15	5.318	0.0010056	26.60	26.60	142.34	2421.2	2563.6	0.4913	7.8828	8.3740
36.0	309.15	5.940	0.0010063	23.97	23.97	150.74	2416.4	2567.2	0.5184	7.8164	8.3348
38.0	311.15	6.624	0.0010070	21.63	21.63	159.09	2411.7	2570.8	0.5453	7.7509	8.2962
40.0	313.15	7.375	0.0010078	19.545	19.546	167.45	2406.9	2574.4	0.5721	7.6861	8.2583
42.0	315.15	8.198	0.0010086	17.691	17.692	175.81	2402.1	2577.9	0.5987	7.6222	8.2209
44.0	317.15	9.100	0.0010094	16.035	16.036	184.17	2397.3	2581.5	0.6252	7.5590	8.1842
46.0	319.15	10.086	0.0010103	14.556	14.557	192.53	2392.5	2585.1	0.6514	7.4966	8.1481
48.0	321.15	11.162	0.0010112	13.232	13.233	200.89	2387.7	2588.6	0.6776	7.4350	8.1125
50.0	323.15	12.335	0.0010121	12.045	12.046	209.26	2382.9	2592.2	0.7035	7.3741	8.0776
52.0	325.15	13.613	0.0010131	10.979	10.980	217.62	2378.1	2595.7	0.7293	7.3138	8.0432
54.0	327.15	15.002	0.0010140	10.021	10.022	225.99	2373.2	2599.2	0.7550	7.2543	8.0093
56.0	329.15	16.511	0.0010150	9.158	9.159	234.35	2368.4	2602.7	0.7804	7.1955	7.9759
58.0	331.15	18.147	0.0010161	8.380	8.381	242.72	2363.5	2606.2	0.8058	7.1373	7.9431
60.0	333.15	19.920	0.0010171	7.678	7.679	251.09	2358.6	2609.7	0.8310	7.0798	7.9108
62.0	335.15	21.838	0.0010182	7.043	7.044	259.46	2353.7	2613.2	0.8560	7.0230	7.8790
64.0	337.15	23.912	0.0010193	6.468	6.469	267.84	2348.9	2616.6	0.8809	6.9667	7.8477
66.0	339.15	26.150	0.0010205	5.947	5.948	276.21	2343.9	2620.1	0.9057	6.9111	7.8168
68.0	341.15	28.563	0.0010217	5.475	5.476	284.59	2338.9	2623.5	0.9303	6.8561	7.7864
70.0	343.15	31.16	0.0010228	5.045	5.046	292.97	2334.0	2626.9	0.9548	6.8017	7.7565
72.0	345.15	33.96	0.0010241	4.655	4.656	301.34	2329.0	2630.3	0.9792	6.7478	7.7270
74.0	347.15	36.96	0.0010253	4.299	4.300	309.74	2324.0	2633.7	1.0034	6.6945	7.6979
76.0	349.15	40.19	0.0010266	3.975	3.976	318.13	2318.9	2637.1	1.0275	6.6418	7.6693
78.0	351.15	43.65	0.0010279	3.679	3.680	326.52	2313.9	2640.4	1.0514	6.5896	7.6410
80.0	353.15	47.36	0.0010292	3.408	3.409	334.92	2308.9	2643.8	1.0753	6.5380	7.6132
82.0	355.15	51.33	0.0010305	3.161	3.162	343.31	2303.8	2647.1	1.0990	6.4868	7.5858
84.0	357.15	55.57	0.0010319	2.934	2.935	351.71	2298.6	2650.4	1.1225	6.4362	7.5588
86.0	359.15	60.11	0.0010333	2.726	2.727	360.12	2293.5	2653.6	1.1460	6.3861	7.5321
88.0	361.15	64.95	0.0010347	2.535	2.536	368.53	2288.4	2656.9	1.1693	6.3365	7.5058
90.0	363.15	70.11	0.0010361	2.3603	2.3613	376.94	2283.2	2660.1	1.1925	6.2873	7.4799
92.0	365.15	75.61	0.0010376	2.1992	2.2002	385.36	2278.0	2663.4	1.2156	6.2387	7.4543
94.0	367.15	81.46	0.0010391	2.0509	2.0519	393.79	2272.9	2666.6	1.2386	6.1905	7.4291
96.0	369.15	87.69	0.0010406	1.9143	1.9153	402.20	2267.9	2669.7	1.2615	6.1427	7.4042
98.0	371.15	94.30	0.0010421	1.7883	1.7893	410.63	2262.2	2672.9	1.2842	6.0954	7.3796
100.0	373.15	101.33	0.0010437	1.6720	1.6730	419.06	2256.9	2676.0	1.3069	6.0485	7.3554

PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR ET DE L'EAU SATURÉES (TEMPÉRATURE)

TABLE 1

Température		Press. kPa	Volume, m ³ /kg			Enthalpie, kJ/kg			Entropie, kJ/kg K		
°C	K		Eau	Évap.	Vapeur	Eau	Évap.	Vapeur	Eau	Évap.	Vapeur
<i>t</i>	<i>T</i>	<i>P</i>	<i>v_f</i>	<i>v_g</i>	<i>v_g</i>	<i>h_f</i>	<i>h_{fg}</i>	<i>h_g</i>	<i>s_f</i>	<i>s_{fg}</i>	<i>s_g</i>
100.0	373.15	101.33	0.0010437	1.6720	1.6730	419.06	2256.9	2676.0	1.3069	6.0485	7.3554
105.0	378.15	120.80	0.0010477	1.4182	1.4193	440.17	2243.6	2683.7	1.3630	5.9331	7.2962
110.0	383.15	143.27	0.0010519	1.2089	1.2099	461.32	2230.0	2691.3	1.4105	5.8203	7.2388
115.0	388.15	169.06	0.0010562	1.0352	1.0363	482.90	2216.2	2698.7	1.4533	5.7099	7.1832
120.0	393.15	198.54	0.0010606	0.8905	0.8915	503.72	2202.2	2706.0	1.5076	5.6017	7.1293
125.0	398.15	232.1	0.0010652	0.7692	0.7702	524.99	2188.0	2713.0	1.5613	5.4957	7.0769
130.0	403.15	270.1	0.0010700	0.6671	0.6681	546.31	2173.6	2719.9	1.6144	5.3917	7.0261
135.0	408.15	313.1	0.0010750	0.5807	0.5818	567.68	2159.9	2726.6	1.6669	5.2897	6.9766
140.0	413.15	361.4	0.0010801	0.5074	0.5085	589.10	2146.0	2733.1	1.7190	5.1894	6.9284
145.0	418.15	415.5	0.0010853	0.4449	0.4460	610.59	2132.7	2739.3	1.7706	5.0910	6.8815
150.0	423.15	476.0	0.0010908	0.3914	0.3924	632.15	2119.2	2745.4	1.8216	4.9941	6.8358
155.0	428.15	543.3	0.0010964	0.3453	0.3464	653.77	2097.4	2751.2	1.8723	4.8989	6.7911
160.0	433.15	618.1	0.0011022	0.3057	0.3068	675.47	2081.3	2756.7	1.9225	4.8050	6.7475
165.0	438.15	700.8	0.0011082	0.2713	0.2724	697.25	2064.8	2762.0	1.9723	4.7126	6.7048
170.0	443.15	792.0	0.0011145	0.2414	0.2426	719.12	2047.9	2767.1	2.0216	4.6214	6.6630
175.0	448.15	892.4	0.0011209	0.21542	0.21654	741.07	2030.7	2771.8	2.0706	4.5314	6.6221
180.0	453.15	1002.7	0.0011275	0.19267	0.19380	763.12	2013.2	2776.3	2.1193	4.4426	6.5819
185.0	458.15	1123.3	0.0011344	0.17272	0.17386	785.26	1995.2	2780.4	2.1676	4.3548	6.5424
190.0	463.15	1255.1	0.0011415	0.15517	0.15632	807.52	1976.7	2784.3	2.2156	4.2680	6.5036
195.0	468.15	1398.7	0.0011489	0.13969	0.14084	829.88	1957.9	2787.8	2.2633	4.1821	6.4654
200.0	473.15	1554.9	0.0011565	0.12600	0.12716	852.37	1938.6	2791.9	2.3107	4.0971	6.4278
205.0	478.15	1724.3	0.0011644	0.11386	0.11503	874.99	1918.8	2795.8	2.3578	4.0128	6.3906
210.0	483.15	1907.7	0.0011726	0.10307	0.10424	897.73	1898.5	2799.2	2.4047	3.9293	6.3539
215.0	488.15	2106.0	0.0011811	0.09344	0.09463	920.63	1877.6	2802.3	2.4513	3.8463	6.3176
220.0	493.15	2319.8	0.0011900	0.08485	0.08604	943.67	1856.2	2805.9	2.4978	3.7639	6.2817
225.0	498.15	2550.	0.0011992	0.07715	0.07835	966.88	1834.3	2809.2	2.5441	3.6820	6.2461
230.0	503.15	2798.	0.0012087	0.07024	0.07145	990.27	1811.7	2812.0	2.5902	3.6006	6.2107
235.0	508.15	3063.	0.0012187	0.06403	0.06525	1013.83	1788.5	2815.3	2.6361	3.5194	6.1756
240.0	513.15	3348.	0.0012291	0.05843	0.05965	1037.60	1764.6	2818.2	2.6817	3.4386	6.1406
245.0	518.15	3652.	0.0012399	0.05337	0.05461	1061.58	1740.0	2821.6	2.7270	3.3579	6.1057
250.0	523.15	3978.	0.0012513	0.04879	0.05004	1085.78	1714.7	2825.4	2.7720	3.2773	6.0708
255.0	528.15	4325.	0.0012632	0.04463	0.04590	1110.23	1688.5	2829.7	2.8167	3.1968	6.0359
260.0	533.15	4694.	0.0012756	0.04086	0.04213	1134.94	1661.5	2834.4	2.8611	3.1161	6.0010
265.0	538.15	5088.	0.0012887	0.03742	0.03871	1159.93	1633.5	2839.5	2.9052	3.0353	5.9658
270.0	543.15	5508.	0.0013025	0.03429	0.03559	1185.23	1604.6	2845.0	2.9490	2.9541	5.9304
275.0	548.15	5950.	0.0013170	0.03142	0.03274	1210.86	1574.7	2851.5	3.0022	2.8725	5.8947
280.0	553.15	6420.	0.0013324	0.02879	0.03013	1236.84	1543.6	2858.4	3.0550	2.7903	5.8586
285.0	558.15	6919.	0.0013487	0.02638	0.02773	1263.21	1511.3	2865.5	3.1074	2.7074	5.8220
290.0	563.15	7446.	0.0013659	0.02417	0.02554	1290.01	1477.6	2872.6	3.1594	2.6237	5.7848
295.0	568.15	8004.	0.0013844	0.02213	0.02351	1317.27	1442.6	2879.8	3.2110	2.5389	5.7469
300.0	573.15	8593.	0.0014041	0.020245	0.021649	1345.05	1406.0	2887.0	3.2622	2.4529	5.7081
305.0	578.15	9214.	0.0014252	0.018502	0.019927	1373.40	1367.7	2894.1	3.3129	2.3656	5.6685
310.0	583.15	9870.	0.0014480	0.016886	0.018334	1402.39	1327.6	2901.0	3.3622	2.2766	5.6278
315.0	588.15	10561.	0.0014726	0.015383	0.016856	1432.09	1285.5	2907.6	3.4102	2.1856	5.5858
320.0	593.15	11289.	0.0014995	0.013980	0.015480	1462.60	1241.1	2913.7	3.4568	2.0923	5.5423
325.0	598.15	12056.	0.0015289	0.012666	0.014195	1494.93	1194.0	2920.0	3.5020	2.0061	5.4969
330.0	603.15	12863.	0.0015615	0.011428	0.012989	1528.52	1143.6	2927.2	3.5458	1.9162	5.4490
335.0	608.15	13712.	0.0015978	0.010256	0.011854	1563.25	1089.5	2934.7	3.5883	1.8214	5.3979
340.0	613.15	14605.	0.0016387	0.009142	0.010780	1599.17	1030.7	2942.2	3.6294	1.7211	5.3427
345.0	618.15	15545.	0.0016858	0.008077	0.009763	1632.52	966.4	2950.0	3.6793	1.6166	5.2828
350.0	623.15	16535.	0.0017411	0.007058	0.008799	1671.94	895.7	2957.7	3.7280	1.5076	5.2177
355.0	628.15	17577.	0.0018085	0.006051	0.007859	1716.63	813.8	2965.4	3.7754	1.3946	5.1442
360.0	633.15	18675.	0.0018899	0.005044	0.006940	1764.17	721.3	2973.4	3.8216	1.2766	5.0600
365.0	638.15	19833.	0.0020160	0.003996	0.006012	1817.96	610.0	2982.0	3.8667	1.1536	4.9659
370.0	643.15	21054.	0.0022136	0.002759	0.004973	1890.21	452.6	2992.8	3.9108	1.0266	4.8644
371.0	644.15	21306.	0.0022778	0.002446	0.004723	1910.50	407.4	2997.9	3.9214	0.9824	4.7738
372.0	645.15	21562.	0.0023636	0.002075	0.004439	1935.57	351.4	2998.0	3.9314	0.9346	4.6740
373.0	646.15	21820.	0.0024963	0.001588	0.004084	1970.58	273.5	2998.0	3.9414	0.8823	4.5699
374.0	647.15	22081.	0.0026427	0.000623	0.003466	2044.72	109.5	2998.0	3.9493	0.8162	4.4585
374.15	647.30	22120.	0.003317	0.0	0.003317	2107.37	0.0	2998.0	3.9429	0.0	4.4429

PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR ET DE L'EAU SATURÉES (PRESSION)

TABLE 1

Press. Temp.		Volume, m ³ /kg			Enthalpie, kJ/kg			Entropie, kJ/kg K			Énergie, kJ/kg	
kPa	°C	Eau	Évap.	Vapeur	Eau	Évap.	Vapeur	Eau	Évap.	Vapeur	Eau	Vapeur
<i>p</i>	<i>t</i>	<i>v_f</i>	<i>v_{fg}</i>	<i>v_g</i>	<i>h_f</i>	<i>h_{fg}</i>	<i>h_g</i>	<i>s_f</i>	<i>s_{fg}</i>	<i>s_g</i>	<i>U_f</i>	<i>U_g</i>
1.0	6.983	0.0010001	129.21	129.21	29.34	2485.0	2514.4	0.1060	8.87-6	8.9767	29.33	2385.2
1.1	8.380	0.0010001	118.04	118.04	35.20	2481.7	2516.9	0.1269	8.8149	8.9418	35.20	2387.1
1.2	9.668	0.0010002	108.70	108.70	40.60	2478.7	2519.3	0.1461	8.7640	8.9101	40.60	2388.9
1.3	10.866	0.0010003	100.76	100.76	45.62	2475.9	2521.5	0.1638	8.7171	8.8809	45.62	2390.5
1.4	11.985	0.0010004	93.92	93.92	50.31	2473.2	2523.5	0.1803	8.6737	8.8539	50.31	2392.0
1.5	13.036	0.0010006	87.98	87.98	54.71	2470.7	2525.5	0.1957	8.6332	8.8288	54.71	2393.5
1.6	14.026	0.0010007	82.76	82.77	58.86	2468.4	2527.3	0.2101	8.5952	8.8054	58.86	2394.8
1.8	15.855	0.0010010	74.03	74.03	66.52	2464.1	2530.6	0.2367	8.5240	8.7627	66.52	2397.4
2.0	17.513	0.0010012	67.01	67.01	73.46	2460.2	2533.6	0.2607	8.4639	8.7246	73.46	2399.6
2.2	19.031	0.0010015	61.23	61.23	79.81	2456.8	2536.4	0.2825	8.4077	8.6901	79.81	2401.7
2.4	20.433	0.0010019	56.39	56.39	85.67	2453.3	2539.0	0.3025	8.3563	8.6587	85.67	2403.6
2.6	21.737	0.0010021	52.28	52.28	91.12	2450.2	2541.3	0.3210	8.3049	8.6299	91.12	2405.4
2.8	22.955	0.0010024	48.74	48.74	96.22	2447.3	2543.6	0.3382	8.2650	8.6033	96.22	2407.1
3.0	24.100	0.0010027	45.67	45.67	101.00	2444.6	2545.8	0.3544	8.2241	8.5785	101.00	2408.6
3.5	26.694	0.0010033	39.48	39.48	111.85	2438.5	2550.4	0.3907	8.1325	8.5232	111.84	2412.2
4.0	28.983	0.0010040	34.80	34.80	121.41	2433.1	2554.5	0.4225	8.0510	8.4795	121.41	2415.3
4.5	31.035	0.0010046	31.14	31.14	129.99	2428.2	2558.2	0.4507	7.9827	8.4335	129.98	2418.1
5.0	32.898	0.0010052	28.19	28.19	137.77	2423.8	2561.6	0.4763	7.9197	8.3960	137.77	2420.6
5.5	34.605	0.0010058	25.77	25.77	144.91	2419.8	2564.7	0.4995	7.8626	8.3621	144.90	2422.9
6.0	36.183	0.0010064	23.74	23.74	151.50	2416.0	2567.5	0.5209	7.8104	8.3312	151.50	2425.1
6.5	37.651	0.0010069	22.015	22.016	157.64	2412.5	2570.2	0.5407	7.7622	8.3029	157.63	2427.0
7.0	39.025	0.0010074	20.530	20.531	163.38	2409.2	2572.6	0.5591	7.7176	8.2767	163.37	2428.9
7.5	40.316	0.0010079	19.238	19.239	168.77	2406.2	2574.9	0.5763	7.6760	8.2523	168.76	2430.6
8.0	41.534	0.0010084	18.104	18.105	173.86	2403.2	2577.1	0.5925	7.6370	8.2296	173.86	2432.3
9.0	43.787	0.0010094	16.203	16.204	183.28	2397.9	2581.1	0.6224	7.5657	8.1881	183.27	2435.3
10.	45.833	0.0010102	14.674	14.675	191.83	2392.9	2584.8	0.6493	7.5018	8.1511	191.82	2438.0
11.	47.710	0.0010111	13.415	13.416	199.68	2388.4	2588.1	0.6738	7.4439	8.1177	199.67	2440.5
12.	49.446	0.0010119	12.361	12.362	206.94	2384.3	2591.2	0.6963	7.3919	8.0872	206.93	2442.8
13.	51.062	0.0010126	11.465	11.466	213.70	2380.3	2594.0	0.7172	7.3420	8.0592	213.68	2445.0
14.	52.574	0.0010133	10.693	10.694	220.02	2376.7	2596.7	0.7367	7.2967	8.0334	220.01	2447.0
15.	53.997	0.0010140	10.022	10.023	225.97	2373.2	2599.2	0.7549	7.2544	8.0093	225.96	2448.9
16.	55.341	0.0010147	9.432	9.433	231.59	2370.0	2601.6	0.7721	7.2148	7.9869	231.58	2450.6
18.	57.826	0.0010160	8.444	8.445	241.99	2363.9	2605.9	0.8036	7.1424	7.9460	241.98	2453.9
20.	60.086	0.0010172	7.649	7.650	251.45	2358.4	2609.9	0.8321	7.0774	7.9094	251.43	2456.9
22.	62.162	0.0010183	6.994	6.995	260.14	2353.3	2613.5	0.8581	7.0194	7.8764	260.12	2459.6
24.	64.062	0.0010194	6.446	6.447	268.18	2348.6	2616.8	0.8820	6.9644	7.8464	268.16	2462.1
26.	65.871	0.0010204	5.979	5.980	275.67	2344.2	2619.9	0.9041	6.9147	7.8188	275.65	2464.4
28.	67.547	0.0010214	5.578	5.579	282.69	2340.0	2622.7	0.9248	6.8685	7.7933	282.66	2466.5
30.	69.124	0.0010223	5.228	5.229	289.30	2336.1	2625.4	0.9441	6.8254	7.7695	289.27	2468.6
35.	72.709	0.0010245	4.525	4.526	304.33	2327.2	2631.5	0.9878	6.7288	7.7166	304.29	2473.1
40.	75.886	0.0010265	3.992	3.993	317.65	2319.2	2636.9	1.0261	6.6448	7.6709	317.61	2477.1
45.	78.743	0.0010284	3.575	3.576	329.64	2312.0	2641.7	1.0603	6.5704	7.6307	329.59	2480.7
50.	81.345	0.0010301	3.239	3.240	340.56	2305.4	2646.0	1.0912	6.5035	7.5947	340.51	2484.0
55.	83.737	0.0010317	2.963	2.964	350.61	2299.3	2649.9	1.1194	6.4428	7.5623	350.56	2486.9
60.	85.954	0.0010333	2.731	2.732	359.93	2293.6	2653.6	1.1454	6.3873	7.5327	359.86	2489.7
65.	88.021	0.0010347	2.5335	2.5346	368.62	2288.3	2656.9	1.1696	6.3360	7.5055	368.55	2492.2
70.	89.959	0.0010361	2.3637	2.3647	376.77	2283.3	2660.1	1.1921	6.2883	7.4804	376.70	2494.5
75.	91.785	0.0010375	2.2198	2.2199	384.45	2278.6	2663.0	1.2131	6.2439	7.4570	384.37	2496.7
80.	93.512	0.0010387	2.0859	2.0870	391.72	2274.1	2665.8	1.2330	6.2022	7.4352	391.64	2498.8
90.	96.713	0.0010412	1.8682	1.8692	405.21	2265.6	2670.9	1.2696	6.1258	7.3954	405.11	2502.6
100.	99.632	0.0010434	1.6927	1.6937	417.51	2257.9	2675.4	1.3027	6.0571	7.3598	417.41	2506.1
110.	102.317	0.0010455	1.5482	1.5492	428.84	2250.8	2679.6	1.3330	5.9947	7.3277	428.73	2509.2
120.	104.808	0.0010476	1.4271	1.4281	439.36	2244.1	2683.4	1.3609	5.9375	7.2984	439.24	2512.1
130.	107.133	0.0010495	1.3240	1.3251	449.19	2237.8	2687.0	1.3868	5.8847	7.2715	449.05	2514.7
140.	109.315	0.0010513	1.2353	1.2363	458.42	2231.9	2690.3	1.4109	5.8356	7.2465	458.27	2517.2
150.	111.37	0.0010530	1.1580	1.1590	467.13	2226.2	2693.4	1.4336	5.7898	7.2234	466.97	2519.5
160.	113.32	0.0010547	1.0901	1.0911	475.38	2220.9	2696.2	1.4550	5.7447	7.2017	475.21	2521.7
180.	116.93	0.0010579	0.9762	0.9772	490.70	2210.8	2701.5	1.4944	5.6678	7.1622	490.51	2525.6
200.	120.23	0.0010608	0.8844	0.8854	504.70	2201.6	2708.3	1.5301	5.5967	7.1268	504.49	2529.2
220.	123.27	0.0010636	0.8088	0.8098	517.62	2193.0	2710.6	1.5627	5.5321	7.0949	517.39	2532.4
240.	126.09	0.0010663	0.7454	0.7465	529.63	2184.9	2714.5	1.5929	5.4728	7.0657	529.38	2535.4

PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR ET DE L'EAU SATURÉES (PRESSION)

TABLE 1

Press. Temp.		Volume. m ³ /kg			Enthalpie. kJ/kg			Entropie. kJ/kg K			Énergie. kJ/kg	
kPa	°C	Eau	Évap.	Vapeur	Eau	Évap.	Vapeur	Eau	Évap.	Vapeur	Eau	Vapeur
<i>p</i>	<i>t</i>	<i>v_f</i>	<i>v_{fg}</i>	<i>v_g</i>	<i>h_f</i>	<i>h_{fg}</i>	<i>h_g</i>	<i>s_f</i>	<i>s_{fg}</i>	<i>s_g</i>	<i>U_f</i>	<i>U_g</i>
240.	120.09	0.0010663	0.7454	0.7465	929.6	2184.9	2714.5	1.9929	5.4728	7.0657	929.38	2935.4
260.	128.73	0.0010688	0.6914	0.6925	940.9	2177.3	2718.2	1.9289	5.4180	7.0389	940.68	2938.1
280.	131.26	0.0010712	0.6450	0.6460	951.4	2170.1	2721.5	1.6471	5.3670	7.0140	951.14	2940.6
300.	133.54	0.0010735	0.6045	0.6056	961.4	2163.2	2724.7	1.6716	5.3193	6.9909	961.11	2943.0
350.	138.87	0.0010789	0.5229	0.5240	984.3	2147.4	2731.6	1.7373	5.2119	6.9392	983.89	2948.2
400.	143.62	0.0010839	0.4611	0.4622	1004.7	2133.0	2737.6	1.7764	5.1179	6.8943	1004.24	2952.7
450.	147.92	0.0010885	0.4127	0.4138	1023.2	2119.7	2742.9	1.8284	5.0343	6.8547	1022.67	2956.7
500.	151.84	0.0010928	0.3736	0.3747	1040.1	2107.4	2747.5	1.8804	4.9588	6.8192	1039.57	2960.2
550.	155.47	0.0010969	0.3414	0.3425	1055.8	2095.9	2751.7	1.8970	4.8900	6.7870	1055.20	2963.3
600.	158.84	0.0011009	0.3144	0.3155	1070.4	2085.0	2755.5	1.9308	4.8267	6.7575	1069.70	2966.2
650.	161.99	0.0011046	0.29138	0.29249	1084.1	2074.7	2758.9	1.9623	4.7681	6.7304	1083.42	2968.7
700.	164.96	0.0011082	0.27157	0.27268	1097.1	2064.9	2762.0	1.9918	4.7134	6.7052	1096.29	2971.1
750.	167.78	0.0011116	0.25431	0.25543	1109.3	2055.5	2764.8	2.0195	4.6621	6.6817	1108.47	2973.3
800.	170.41	0.0011150	0.23914	0.24026	1120.9	2046.5	2767.5	2.0457	4.6139	6.6596	1120.04	2975.3
900.	175.36	0.0011213	0.21369	0.21481	1142.6	2029.5	2772.1	2.0941	4.5258	6.6192	1141.63	2978.8
1000.	179.88	0.0011274	0.19317	0.19429	1162.6	2013.6	2776.2	2.1382	4.4444	6.5828	1161.48	2981.9
1100.	184.07	0.0011331	0.17629	0.17738	1181.1	1998.5	2779.7	2.1786	4.3711	6.5497	1179.88	2984.5
1200.	187.96	0.0011384	0.16206	0.16320	1198.4	1984.3	2782.7	2.2161	4.3033	6.5194	1197.06	2986.9
1300.	191.61	0.0011438	0.14998	0.15113	1214.7	1971.7	2785.4	2.2510	4.2403	6.4913	1213.21	2989.0
1400.	195.04	0.0011489	0.13997	0.14072	1230.1	1957.7	2787.8	2.2837	4.1814	6.4651	1228.47	2990.8
1500.	198.29	0.0011539	0.13050	0.13166	1244.7	1945.2	2789.9	2.3145	4.1261	6.4406	1242.93	2992.4
1600.	201.37	0.0011586	0.12253	0.12369	1258.6	1933.2	2791.7	2.3436	4.0739	6.4175	1256.71	2993.8
1800.	207.11	0.0011678	0.10915	0.11032	1284.6	1910.3	2794.8	2.3976	3.9773	6.3751	1282.47	2996.3
2000.	212.37	0.0011766	0.09836	0.09954	1308.6	1888.4	2797.2	2.4469	3.8898	6.3367	1306.24	2998.2
2200.	217.24	0.0011850	0.08947	0.09065	1331.0	1868.1	2799.1	2.4922	3.8093	6.3015	1328.35	2999.6
2400.	221.78	0.0011932	0.08201	0.08320	1351.9	1848.5	2800.4	2.5343	3.7347	6.2690	1349.87	2999.7
2600.	226.04	0.0012011	0.07565	0.07686	1371.7	1829.6	2801.4	2.5736	3.6651	6.2387	1369.60	2999.5
2800.	230.09	0.0012088	0.07018	0.07139	1390.5	1811.5	2802.0	2.6106	3.5998	6.2104	1387.10	2999.1
3000.	233.84	0.0012163	0.06541	0.06663	1408.4	1793.9	2802.3	2.6455	3.5382	6.1837	1404.78	2998.4
3500.	242.54	0.0012345	0.05579	0.05703	1449.8	1752.2	2802.0	2.7253	3.3974	6.1228	1445.44	2998.4
4000.	250.33	0.0012521	0.04850	0.04975	1507.4	1712.9	2800.3	2.7965	3.2720	6.0685	1502.4	2998.3
4500.	257.41	0.0012691	0.04277	0.04404	1522.1	1675.6	2797.7	2.8612	3.1579	6.0191	1516.4	2999.5
5000.	263.91	0.0012858	0.03814	0.03943	1534.5	1639.7	2794.2	2.9204	3.0529	5.9735	1528.0	2997.0
5500.	269.93	0.0013023	0.03433	0.03563	1544.9	1605.0	2789.9	2.9737	2.9552	5.9309	1537.7	2994.8
6000.	275.55	0.0013187	0.03112	0.03244	1553.7	1571.3	2785.0	3.0273	2.8635	5.8908	1545.8	2990.4
6500.	280.82	0.0013350	0.028384	0.029719	1561.1	1538.4	2779.5	3.0759	2.7768	5.8527	1552.5	2986.3
7000.	285.79	0.0013513	0.026022	0.027373	1567.4	1506.0	2773.5	3.1219	2.6943	5.8162	1558.0	2981.8
7500.	290.50	0.0013677	0.023959	0.025327	1572.7	1474.2	2766.9	3.1657	2.6153	5.7811	1562.4	2977.0
8000.	294.97	0.0013842	0.022141	0.023525	1577.1	1442.0	2759.9	3.2076	2.5395	5.7471	1566.0	2971.7
9000.	303.31	0.0014179	0.019078	0.020495	1583.7	1380.9	2744.6	3.2867	2.3953	5.6820	1571.0	2968.1
10000.	310.96	0.0014526	0.016589	0.018041	1588.0	1319.7	2727.7	3.3605	2.2593	5.6198	1573.5	2967.3
11000.	318.05	0.0014887	0.014517	0.016006	1590.6	1258.7	2709.3	3.4304	2.1291	5.5595	1574.2	2965.2
12000.	324.69	0.0015268	0.012756	0.014283	1591.9	1197.4	2689.2	3.4972	2.0030	5.5002	1573.4	2961.0
13000.	330.83	0.0015672	0.011230	0.012797	1592.0	1135.0	2667.0	3.5616	1.8792	5.4408	1571.6	2956.6
14000.	336.64	0.0016106	0.009884	0.011495	1591.6	1070.7	2642.4	3.6242	1.7560	5.3803	1569.1	2951.4
15000.	342.13	0.0016579	0.008682	0.010340	1611.0	1004.0	2615.0	3.6859	1.6320	5.3178	1566.1	2949.9
16000.	347.33	0.0017103	0.007597	0.009308	1630.5	934.3	2584.9	3.7471	1.5080	5.2531	1623.2	2946.8
17000.	352.26	0.0017696	0.006601	0.008371	1649.7	859.9	2551.6	3.8107	1.3748	5.1855	1661.6	2940.3
18000.	356.96	0.0018399	0.005658	0.007498	1734.8	779.1	2513.9	3.8765	1.2362	5.1128	1701.7	2937.9
19000.	361.43	0.0019260	0.004751	0.006678	1778.7	692.0	2470.6	3.9429	1.0903	5.0332	1742.1	2934.8
20000.	365.70	0.0020370	0.003840	0.005877	1826.5	591.9	2418.4	4.0149	0.9263	4.9412	1785.7	2930.8
21000.	369.78	0.0022015	0.002822	0.005023	1884.3	461.3	2347.6	4.1048	0.7175	4.8223	1849.0	2924.1
22000.	373.49	0.002414	0.001956	0.003728	2011.1	184.5	2195.6	4.2047	0.2892	4.5799	1955.4	2915.8
22120.	374.15	0.00317	0.0	0.00317	2107.4	0.0	2107.4	4.4429	0.0	4.4429	2037.3	2037.3

**PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR SURCHAUFFÉE ET DE L'EAU COMPRIMÉE
(TEMPÉRATURE ET PRESSION)**

Press.
p, kPa
(t.)

TABLE 2
Température, t, °C

	0.	20.	40.	60.	80.	100.	120.	140.	160.
v	0.0010002	135.23	144.47	153.71	162.95	172.19	181.42	190.66	199.89
1.0 h	-0.0	2538.6	2575.9	2613.3	2650.9	2688.6	2726.5	2764.6	2802.9
(6.983) s	-0.0002	9.0411	9.1842	9.3001	9.4006	9.5136	9.6125	9.7078	9.7975
v	0.0010002	90.131	96.298	102.46	108.62	114.78	120.94	127.10	133.25
1.5 h	-0.0	2538.4	2575.8	2613.2	2650.8	2688.6	2726.5	2764.6	2802.9
(13.04) s	-0.0002	8.8736	8.9968	9.1127	9.2223	9.3263	9.4253	9.5198	9.6103
v	0.0010002	67.582	72.211	76.837	81.459	86.080	90.700	95.319	99.936
2.0 h	-0.0	2538.3	2575.6	2613.1	2650.7	2688.5	2726.4	2764.5	2802.8
(17.51) s	-0.0002	8.7404	8.8637	8.9797	9.0894	9.1934	9.2924	9.3878	9.4779
v	0.0010002	0.0010017	48.124	51.211	54.296	57.378	60.460	63.540	66.619
3.0 h	-0.0	83.9	2575.4	2612.9	2650.6	2688.4	2726.3	2764.5	2802.8
(24.10) s	-0.0002	0.2963	8.6760	8.7922	8.9019	9.0060	9.1051	9.1997	9.2902
v	0.0010002	0.0010017	36.881	38.398	40.714	43.027	45.339	47.651	49.961
4.0 h	-0.0	83.9	2575.2	2612.7	2650.4	2688.3	2726.2	2764.4	2802.7
(28.98) s	-0.0002	0.2963	8.5426	8.6589	8.7688	8.8730	8.9721	9.0668	9.1573
v	0.0010002	0.0010017	28.854	30.711	32.565	34.417	36.267	38.117	39.966
5.0 h	-0.0	83.9	2574.9	2612.6	2650.3	2688.1	2726.1	2764.3	2802.6
(32.90) s	-0.0002	0.2963	8.4390	8.5555	8.6655	8.7698	8.8690	8.9636	9.0542
v	0.0010002	0.0010017	24.037	25.586	27.132	28.676	30.219	31.761	33.302
6.0 h	-0.0	83.9	2574.7	2612.4	2650.1	2688.0	2726.0	2764.2	2802.6
(36.18) s	-0.0002	0.2963	8.3543	8.4709	8.5810	8.6854	8.7846	8.8793	8.9700
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	19.179	20.341	21.501	22.659	23.816	24.973
8.0 h	-0.0	83.9	167.5	2612.0	2649.8	2687.8	2725.8	2764.1	2802.4
(41.93) s	-0.0002	0.2963	0.5721	8.3372	8.4476	8.5521	8.6515	8.7463	8.8370
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	15.336	16.266	17.195	18.123	19.050	19.975
10.0 h	-0.0	83.9	167.5	2611.6	2649.5	2687.5	2725.6	2763.9	2802.3
(45.83) s	-0.0002	0.2963	0.5721	8.2334	8.3439	8.4486	8.5481	8.6430	8.7338
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	10.210	10.834	11.455	12.075	12.694	13.312
15.0 h	-0.0	83.9	167.5	2610.6	2648.8	2686.9	2725.1	2763.5	2802.0
(54.00) s	-0.0002	0.2963	0.5721	8.0440	8.1591	8.2681	8.3699	8.4651	8.5460
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	0.0010171	8.1172	8.5847	9.0508	9.516	9.990
20.0 h	-0.0	83.9	167.5	251.1	2648.0	2686.3	2724.6	2763.1	2801.6
(60.09) s	-0.0002	0.2963	0.5721	0.8310	8.0266	8.1261	8.2262	8.3215	8.4127
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	0.0010171	5.4007	5.7144	6.0267	6.3379	6.6483
30.0 h	-0.0	83.9	167.5	251.1	2646.5	2685.1	2723.6	2762.3	2801.0
(69.12) s	-0.0002	0.2963	0.5721	0.8310	7.8300	7.9363	8.0370	8.1329	8.2243
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	0.0010171	4.0424	4.2792	4.5146	4.7489	4.9825
40.0 h	-0.0	83.9	167.5	251.1	2644.9	2683.8	2722.6	2761.4	2800.3
(75.89) s	-0.0002	0.2963	0.5721	0.8310	7.6937	7.8009	7.9023	7.9985	8.0903
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	0.0010171	0.0010292	3.4181	3.6074	3.7955	3.9829
50.0 h	0.0	83.9	167.5	251.1	334.9	2682.6	2721.6	2760.6	2799.6
(81.35) s	-0.0002	0.2963	0.5721	0.8310	1.0753	7.6953	7.7972	7.8940	7.9861
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	0.0010171	0.0010292	2.8440	3.0025	3.1599	3.3165
60.0 h	0.0	83.9	167.5	251.1	334.9	2681.3	2720.6	2759.8	2798.9
(89.95) s	-0.0001	0.2963	0.5721	0.8310	1.0752	7.6085	7.7111	7.8083	7.9008
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	0.0010171	0.0010292	2.1262	2.2464	2.3654	2.4836
80.0 h	0.0	83.9	167.5	251.1	334.9	2678.8	2718.6	2758.1	2797.5
(93.51) s	-0.0001	0.2963	0.5721	0.8310	1.0752	7.4703	7.5742	7.6723	7.7655
v	0.0010002	0.0010017	0.0010078	0.0010171	0.0010292	1.4955	1.7927	1.8886	1.9838
100.0 h	0.1	84.0	167.5	251.2	335.0	2676.2	2716.5	2756.4	2796.2
(99.63) s	-0.0001	0.2963	0.5721	0.8309	1.0752	7.3618	7.4670	7.5662	7.6601
v	0.0010001	0.0010017	0.0010077	0.0010171	0.0010291	0.0010437	1.1876	1.2529	1.3173
150.0 h	0.1	84.0	167.6	251.2	335.0	419.1	2711.2	2752.2	2792.7
(111.4) s	-0.0001	0.2963	0.5721	0.8309	1.0752	1.3068	7.2693	7.3709	7.4667
v	0.0010001	0.0010016	0.0010077	0.0010171	0.0010291	0.0010437	0.0010606	0.9349	0.9840
200.0 h	0.2	84.0	167.6	251.2	335.0	419.1	503.7	2747.8	2789.1
(120.2) s	-0.0001	0.2963	0.5720	0.8309	1.0752	1.3068	1.5276	7.2298	7.3275
v	0.0010001	0.0010016	0.0010077	0.0010170	0.0010291	0.0010436	0.0010606	0.6167	0.6506
300.0 h	0.3	84.1	167.7	251.3	335.1	419.2	503.8	2738.6	2781.8
(133.5) s	-0.0001	0.2962	0.5720	0.8308	1.0751	1.3067	1.5275	7.0254	7.1271
v	0.0010000	0.0010015	0.0010076	0.0010170	0.0010290	0.0010436	0.0010605	0.0010800	0.4837
400.0 h	0.4	84.2	167.8	251.4	335.2	419.3	503.9	2729.1	2774.2
(143.6) s	-0.0001	0.2962	0.5720	0.8308	1.0750	1.3066	1.5274	1.7389	6.9805

PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR SURCHAUFFÉE ET DE L'EAU COMPRIMÉE (TEMPÉRATURE ET PRESSION)

TABLE 2
Température, t , °C

Press.
 p , kPa

180.	200.	220.	240.	260.	280.	300.	320.	340.	
209.12 2841.4 9.8843	218.35 2880.1 9.9679	227.58 2919.0 10.0484	236.82 2958.1 10.1262	246.05 2997.4 10.2014	255.28 3037.0 10.2743	264.51 3076.8 10.3450	273.74 3116.9 10.4137	282.97 v 3157.2 h 10.4805 s	1.0
139.41 2841.4 9.6972	145.56 2880.0 9.7807	151.72 2918.9 9.8612	157.87 2958.1 9.9390	164.03 2997.4 10.0142	170.18 3037.0 10.0871	176.34 3076.8 10.1578	182.49 3116.9 10.2266	188.64 v 3157.2 h 10.2934 s	1.5
104.55 2841.3 9.5643	109.17 2880.0 9.6479	113.79 2918.9 9.7284	118.40 2958.0 9.8062	123.02 2997.4 9.8814	127.64 3037.0 9.9543	132.25 3076.8 10.0251	136.87 3116.9 10.0938	141.48 v 3157.2 h 10.1606 s	2.0
69.698 2841.3 9.3771	72.777 2880.0 9.4607	75.855 2918.9 9.5412	78.933 2958.0 9.6190	82.010 2997.4 9.6943	85.088 3037.0 9.7672	88.165 3076.8 9.8379	91.242 3116.9 9.9066	94.320 v 3157.2 h 9.9735 s	3.0
52.270 2841.2 9.2443	54.580 2879.9 9.3279	56.889 2918.8 9.4084	59.197 2958.0 9.4862	61.506 2997.3 9.5615	63.814 3036.9 9.6344	66.122 3076.8 9.7051	68.430 3116.8 9.7738	70.738 v 3157.2 h 9.8407 s	4.0
41.814 2841.2 9.1412	43.661 2879.9 9.2248	45.509 2918.8 9.3054	47.356 2957.9 9.3832	49.203 2997.3 9.4584	51.050 3036.9 9.5313	52.897 3076.7 9.6021	54.743 3116.8 9.6708	56.590 v 3157.1 h 9.7377 s	5.0
34.843 2841.1 9.0569	36.383 2879.8 9.1406	37.922 2918.8 9.2212	39.462 2957.9 9.2990	41.001 2997.3 9.3742	42.540 3036.9 9.4472	44.079 3076.7 9.5179	45.618 3116.8 9.5866	47.157 v 3157.1 h 9.6535 s	6.0
26.129 2841.0 8.9240	27.284 2879.7 9.0077	28.439 2918.7 9.0883	29.594 2957.8 9.1661	30.749 2997.2 9.2414	31.903 3036.8 9.3143	33.058 3076.7 9.3851	34.212 3116.8 9.4538	35.367 v 3157.1 h 9.5207 s	8.0
20.900 2840.9 8.8208	21.825 2879.6 8.9045	22.750 2918.6 8.9852	23.674 2957.8 9.0630	24.598 2997.2 9.1383	25.521 3036.8 9.2113	26.445 3076.6 9.2820	27.369 3116.7 9.3508	28.292 v 3157.0 h 9.4177 s	10.0
13.929 2840.6 8.6332	14.546 2879.4 8.7170	15.163 2918.4 8.7977	15.780 2957.6 8.8757	16.396 2997.0 8.9510	17.012 3036.6 9.0240	17.628 3076.5 9.0948	18.244 3116.6 9.1635	18.860 v 3157.0 h 9.2304 s	15.0
10.444 2840.3 8.5000	10.907 2879.2 8.5839	11.370 2918.2 8.6647	11.832 2957.4 8.7426	12.295 2996.9 8.8180	12.757 3036.5 8.8910	13.219 3076.4 8.9618	13.681 3116.5 9.0306	14.143 v 3156.9 h 9.0975 s	20.0
6.9582 2839.8 8.3119	7.2675 2878.7 8.3960	7.5766 2917.8 8.4769	7.8854 2957.1 8.5550	8.1940 2996.6 8.6305	8.5024 3036.2 8.7035	8.8108 3076.1 8.7744	9.1190 3116.3 8.8432	9.4272 v 3156.7 h 8.9102 s	30.0
5.2154 2839.2 8.1782	5.4478 2878.2 8.2625	5.6800 2917.4 8.3435	5.9118 2956.7 8.4217	6.1435 2996.3 8.4973	6.3751 3036.0 8.5704	6.6065 3075.9 8.6413	6.8378 3116.1 8.7102	7.0690 v 3156.5 h 8.7772 s	40.0
4.1697 2838.1 8.0742	4.3560 2877.7 8.1587	4.5420 2917.0 8.2399	4.7277 2956.4 8.3182	4.9133 2995.9 8.3939	5.0986 3035.7 8.4671	5.2839 3075.7 8.5380	5.4691 3115.9 8.6070	5.6542 v 3156.3 h 8.6740 s	50.0
3.4726 2838.1 7.9891	3.6281 2877.3 8.0738	3.7833 2916.6 8.1552	3.9383 2956.0 8.2336	4.0931 2995.6 8.3093	4.2477 3035.4 8.3826	4.4022 3075.4 8.4536	4.5566 3115.6 8.5226	4.7109 v 3156.1 h 8.5896 s	60.0
2.6011 2836.9 7.8544	2.7183 2876.3 7.9395	2.8350 2915.8 8.0212	2.9515 2955.3 8.0998	3.0678 2995.0 8.1757	3.1840 3034.9 8.2491	3.3000 3075.0 8.3202	3.4160 3115.2 8.3893	3.5319 v 3155.7 h 8.4564 s	80.0
2.0783 2835.8 7.7495	2.1723 2875.4 7.8349	2.2660 2915.0 7.9169	2.3595 2954.6 7.9958	2.4527 2994.4 8.0719	2.5458 3034.4 8.1454	2.6387 3074.5 8.2166	2.7316 3114.8 8.2857	2.8244 v 3155.3 h 8.3529 s	100.0
1.3811 2832.9 7.5574	1.4444 2872.9 7.6439	1.5073 2912.9 7.7266	1.5700 2952.9 7.8061	1.6325 2992.9 7.8826	1.6948 3033.0 7.9565	1.7570 3073.3 8.0280	1.8191 3113.7 8.0973	1.8812 v 3154.3 h 8.1646 s	150.0
1.0325 2830.0 7.4196	1.0804 2870.5 7.5072	1.1280 2910.8 7.5907	1.1753 2951.1 7.6707	1.2224 2991.4 7.7477	1.2693 3031.7 7.8219	1.3162 3072.1 7.8937	1.3629 3112.6 7.9632	1.4095 v 3153.3 h 8.0307 s	200.0
0.6837 2824.0 7.2222	0.7164 2865.5 7.3119	0.7486 2906.6 7.3971	0.7805 2947.5 7.4783	0.8123 2988.2 7.5562	0.8438 3028.9 7.6311	0.8753 3069.7 7.7034	0.9066 3110.5 7.7734	0.9379 v 3151.4 h 7.8412 s	300.0
0.5093 2817.8 7.0788	0.5343 2860.4 7.1708	0.5589 2902.3 7.2576	0.5831 2943.9 7.3402	0.6072 2985.1 7.4190	0.6311 3026.2 7.4947	0.6549 3067.2 7.5675	0.6789 3108.3 7.6379	0.7021 v 3149.4 h 7.7061 s	400.0

PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR SURCHAUFFÉE ET DE L'EAU COMPRIMÉE (TEMPÉRATURE ET PRESSION)

Press.
p, kPa
(t.)

TABLE 2
Température, t, °C

	360.	380.	400.	420.	440.	460.	480.	500.	520.
v	292.27	301.43	310.66	319.89	329.12	338.35	347.98	356.81	366.04
1.5 h	3197.8	3238.6	3279.7	3321.1	3362.7	3404.6	3446.8	3489.2	3531.9
(6.983) s	10.9457	10.4891	10.6711	10.7317	10.7929	10.8488	10.9058	10.9612	11.0157
v	194.80	200.95	207.11	213.26	219.41	225.57	231.72	237.87	244.03
1.5 h	3197.8	3238.6	3279.7	3321.1	3362.7	3404.6	3446.8	3489.2	3531.9
(13.04) s	10.3585	10.4220	10.4840	10.5445	10.6037	10.6617	10.7184	10.7741	10.8288
v	146.13	150.71	155.33	159.94	164.56	169.17	173.79	178.41	183.02
2.0 h	3197.8	3238.6	3279.7	3321.1	3362.7	3404.6	3446.8	3489.2	3531.9
(17.51) s	10.2257	10.2892	10.3512	10.4118	10.4710	10.5289	10.5857	10.6413	10.6958
v	97.397	100.47	103.55	106.63	109.71	112.78	115.86	118.94	122.01
3.0 h	3197.8	3238.6	3279.7	3321.1	3362.7	3404.6	3446.8	3489.2	3531.9
(24.10) s	10.0386	10.1021	10.1641	10.2246	10.2838	10.3418	10.3985	10.4541	10.5087
v	73.046	75.354	77.662	79.970	82.278	84.586	86.893	89.201	91.509
4.0 h	3197.7	3238.6	3279.7	3321.0	3362.7	3404.6	3446.7	3489.2	3531.9
(28.98) s	9.7058	9.8693	10.0313	10.0918	10.1510	10.2090	10.2657	10.3214	10.3759
v	58.436	60.283	62.129	63.975	65.822	67.668	69.514	71.360	73.207
5.0 h	3197.7	3238.6	3279.7	3321.0	3362.7	3404.6	3446.7	3489.2	3531.9
(32.90) s	9.4028	9.5663	9.7283	9.8888	10.0480	10.1060	10.1627	10.2184	10.2729
v	48.696	50.235	51.773	53.312	54.851	56.389	57.928	59.467	61.005
6.0 h	3197.7	3238.5	3279.6	3321.0	3362.6	3404.5	3446.7	3489.2	3531.9
(36.18) s	9.7186	9.7821	9.8441	9.9047	9.9639	10.0218	10.0786	10.1342	10.1888
v	36.521	37.675	38.829	39.983	41.137	42.291	43.445	44.599	45.753
8.0 h	3197.7	3238.5	3279.6	3321.0	3362.6	3404.5	3446.7	3489.1	3531.9
(41.53) s	9.5858	9.6493	9.7113	9.7719	9.8311	9.8890	9.9458	10.0014	10.0560
v	29.216	30.119	31.062	31.986	32.909	33.832	34.756	35.679	36.602
10.0 h	3197.6	3238.5	3279.6	3321.0	3362.6	3404.5	3446.7	3489.1	3531.9
(45.83) s	9.4828	9.5463	9.6083	9.6689	9.7281	9.7860	9.8428	9.8984	9.9530
v	19.475	20.091	20.707	21.323	21.938	22.554	23.169	23.785	24.400
15.0 h	3197.5	3238.4	3279.5	3320.9	3362.5	3404.4	3446.6	3489.1	3531.8
(54.00) s	9.2956	9.3591	9.4211	9.4817	9.5409	9.5988	9.6556	9.7112	9.7658
v	14.605	15.067	15.529	15.991	16.453	16.914	17.376	17.838	18.300
20.0 h	3197.5	3238.3	3279.4	3320.8	3362.5	3404.4	3446.6	3489.0	3531.8
(60.09) s	9.1627	9.2262	9.2882	9.3488	9.4081	9.4660	9.5228	9.5784	9.6330
v	9.7353	10.043	10.351	10.659	10.967	11.275	11.583	11.891	12.199
30.0 h	3197.3	3238.2	3279.3	3320.7	3362.3	3404.2	3446.4	3488.9	3531.6
(69.12) s	8.9754	9.0389	9.1010	9.1615	9.2208	9.2788	9.3355	9.3912	9.4458
v	7.3002	7.5314	7.7625	7.9935	8.2246	8.4556	8.6866	8.9176	9.1485
40.0 h	3197.1	3238.0	3279.1	3320.5	3362.2	3404.1	3446.3	3488.8	3531.5
(75.89) s	8.8424	8.9060	8.9680	9.0286	9.0879	9.1459	9.2027	9.2583	9.3129
v	5.8392	6.0242	6.2091	6.3941	6.5790	6.7638	6.9487	7.1335	7.3183
50.0 h	3196.9	3237.8	3279.0	3320.4	3362.1	3404.0	3446.2	3489.7	3531.4
(81.35) s	8.7392	8.8028	8.8649	8.9255	8.9848	9.0428	9.0996	9.1552	9.2098
v	4.8652	5.0194	5.1736	5.3277	5.4819	5.6360	5.7900	5.9441	6.0981
60.0 h	3196.7	3237.7	3278.8	3320.2	3361.9	3403.9	3446.1	3489.6	3531.3
(85.95) s	8.6549	8.7185	8.7806	8.8412	8.9005	8.9585	9.0153	9.0710	9.1256
v	3.6477	3.7634	3.8792	3.9948	4.1105	4.2261	4.3418	4.4574	4.5729
80.0 h	3196.4	3237.3	3278.5	3320.0	3361.7	3403.6	3445.9	3489.4	3531.1
(93.51) s	8.5217	8.5854	8.6475	8.7081	8.7675	8.8255	8.8823	8.9380	8.9926
v	2.9172	3.0098	3.1025	3.1951	3.2877	3.3803	3.4728	3.5653	3.6578
100.0 h	3196.0	3237.0	3278.2	3319.7	3361.4	3403.4	3445.6	3489.1	3530.9
(99.63) s	8.4183	8.4820	8.5442	8.6049	8.6642	8.7223	8.7791	8.8348	8.8894
v	1.9431	2.0051	2.0669	2.1288	2.1906	2.2524	2.3142	2.3759	2.4377
150.0 h	3195.1	3236.2	3277.5	3319.0	3360.7	3402.8	3445.0	3487.6	3530.4
(111.4) s	8.2301	8.2940	8.3562	8.4170	8.4764	8.5345	8.5914	8.6472	8.7018
v	1.4561	1.5027	1.5492	1.5956	1.6421	1.6885	1.7349	1.7812	1.8276
200.0 h	3194.2	3235.4	3276.7	3318.3	3359.1	3401.1	3443.5	3486.5	3529.9
(120.2) s	8.0964	8.1603	8.2226	8.2835	8.3429	8.4011	8.4581	8.5139	8.5686
v	0.9691	1.0003	1.0314	1.0625	1.0935	1.1245	1.1556	1.1866	1.2175
300.0 h	3192.4	3233.7	3275.2	3316.8	3358.8	3400.9	3443.3	3486.5	3529.9
(133.5) s	7.9072	7.9713	8.0338	8.0949	8.1545	8.2128	8.2698	8.3257	8.3805
v	0.7256	0.7491	0.7725	0.7959	0.8192	0.8426	0.8659	0.8892	0.9125
400.0 h	3190.6	3232.1	3273.6	3315.4	3357.4	3399.7	3442.1	3484.9	3527.8
(143.6) s	7.7723	7.8367	7.8994	7.9608	8.0203	8.0787	8.1359	8.1919	8.2468

PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR SURCHAUFFÉE ET DE L'EAU COMPRIMÉE (TEMPÉRATURE ET PRESSION)

TABLE 2
Température, t , °C

Press.
 p , kPa

540.	560.	580.	600.	625.	650.	700.	750.	800.	
375.27 3574.9 11.0693	384.50 3618.2 11.1218	393.74 3661.8 11.1735	402.97 3705.6 11.2243	414.50 3760.8 11.2866	426.04 3816.4 11.3476	449.12 3928.9 11.4663	472.19 4043.0 11.5887	495.27 v 4158.7 h 11.6911 s	1.0
250.18 3574.9 10.8821	256.34 3618.2 10.9347	262.49 3661.8 10.9864	268.64 3705.6 11.0372	276.33 3760.8 11.0995	284.03 3816.4 11.1605	299.41 3928.9 11.2792	314.79 4043.0 11.3935	330.18 v 4158.7 h 11.5048 s	1.5
187.64 3574.9 10.7494	192.25 3618.2 10.8019	196.87 3661.8 10.8536	201.48 3705.6 10.9044	207.25 3760.8 10.9667	213.02 3816.4 11.0277	224.56 3928.9 11.1464	236.10 4043.0 11.2608	247.63 v 4158.7 h 11.3712 s	2.0
125.09 3574.9 10.5622	128.17 3618.2 10.6148	131.24 3661.8 10.6665	134.32 3705.6 10.7173	138.17 3760.8 10.7796	142.01 3816.4 10.8406	149.70 3928.9 10.9593	157.40 4043.0 11.0736	165.09 v 4158.7 h 11.1841 s	3.0
93.817 3574.9 10.4295	96.124 3618.2 10.4820	98.432 3661.7 10.5337	100.74 3705.6 10.5845	103.62 3760.8 10.6468	106.51 3816.4 10.7078	112.28 3928.9 10.8265	118.05 4043.0 10.9409	123.82 v 4158.7 h 11.0513 s	4.0
75.053 3574.9 10.3265	76.899 3618.2 10.3790	78.745 3661.7 10.4307	80.592 3705.6 10.4815	82.899 3760.7 10.5438	85.207 3816.3 10.6049	89.822 3928.8 10.7235	94.438 4043.0 10.8379	99.053 v 4158.7 h 10.9483 s	5.0
62.544 3574.9 10.2423	64.082 3618.2 10.2949	65.621 3661.7 10.3466	67.159 3705.6 10.3973	69.082 3760.7 10.4596	71.005 3816.3 10.5207	74.852 3928.8 10.6394	78.698 4043.0 10.7537	82.544 v 4043.0 10.8642 s	6.0
46.907 3574.9 10.1095	48.061 3618.2 10.1621	49.215 3661.7 10.2138	50.369 3705.5 10.2646	51.811 3760.7 10.3269	53.254 3816.3 10.3879	56.138 3928.8 10.5066	59.023 4043.0 10.6210	61.908 v 4043.0 10.7314 s	8.0
37.525 3574.9 10.0065	38.448 3618.1 10.0591	39.372 3661.7 10.1108	40.295 3705.5 10.1616	41.449 3760.7 10.2239	42.603 3816.3 10.2849	44.910 3928.8 10.4036	47.218 4042.9 10.5180	49.526 v 4158.7 h 10.6284 s	10.0
25.116 3574.8 9.8194	25.632 3618.1 9.8719	26.247 3661.7 9.9236	26.863 3705.5 9.9744	27.632 3760.7 10.0367	28.401 3816.3 10.0978	29.940 3928.8 10.2164	31.478 4042.9 10.3308	33.017 v 4158.7 h 10.4413 s	15.0
18.761 3574.8 9.6865	19.223 3618.0 9.7391	19.685 3661.6 9.7908	20.146 3705.4 9.8416	20.723 3760.6 9.9039	21.300 3816.2 9.9659	22.455 3928.7 10.0836	23.609 4042.9 10.1980	24.762 v 4158.7 h 10.3085 s	20.0
12.507 3574.7 9.4993	12.815 3618.0 9.5519	13.122 3661.5 9.6036	13.430 3705.4 9.6544	13.815 3760.6 9.7167	14.200 3816.2 9.7778	14.969 3928.7 9.8965	15.739 4042.8 10.0109	16.508 v 4158.6 h 10.1213 s	30.0
9.3795 3574.6 9.3665	9.6104 3617.9 9.4191	9.8413 3661.4 9.4708	10.072 3705.3 9.5216	10.361 3760.5 9.5839	10.649 3816.1 9.6450	11.227 3928.6 9.7636	11.804 4042.8 9.8780	12.381 v 4158.6 h 9.9885 s	40.0
7.5031 3574.5 9.2634	7.6878 3617.8 9.3160	7.8726 3661.3 9.3677	8.0574 3705.2 9.4185	8.2883 3760.4 9.4808	8.5192 3816.0 9.5419	8.9810 3928.6 9.6606	9.4427 4042.7 9.7750	9.9044 v 4158.5 h 9.8855 s	50.0
6.2521 3574.4 9.1792	6.4062 3617.7 9.2318	6.5602 3661.3 9.2835	6.7141 3705.1 9.3343	6.9066 3760.3 9.3966	7.0991 3816.0 9.4577	7.4839 3928.5 9.5764	7.8687 4042.7 9.6908	8.2535 v 4158.5 h 9.8013 s	60.0
4.6885 3574.2 9.0462	4.8040 3617.5 9.0988	4.9196 3661.1 9.1506	5.0351 3705.0 9.2014	5.1795 3760.2 9.2637	5.3239 3815.8 9.3248	5.6126 3928.4 9.4436	5.9013 4042.6 9.5580	6.1899 v 4158.4 h 9.6685 s	80.0
3.7503 3574.0 8.9431	3.8428 3617.3 8.9957	3.9352 3660.9 9.0474	4.0277 3704.8 9.0982	4.1432 3760.0 9.1606	4.2588 3815.7 9.2217	4.4698 3928.2 9.3405	4.7208 4042.5 9.4540	4.9517 v 4158.3 h 9.5634 s	100.0
2.4994 3573.5 8.7555	2.5611 3616.9 8.8082	2.6228 3660.5 8.8599	2.6845 3704.4 8.9108	2.7616 3759.6 8.9732	2.8386 3815.3 9.0343	2.9927 3927.9 9.1531	3.1488 4042.2 9.2676	3.3058 v 4158.0 h 9.3781 s	150.0
1.4739 3573.0 8.4223	1.9202 3616.4 8.6750	1.9666 3660.0 8.7268	2.0129 3704.0 8.7776	2.0707 3759.0 8.8401	2.1286 3815.0 8.9012	2.2442 3927.6 9.0201	2.3598 4041.9 9.1346	2.4794 v 4157.8 h 9.2492 s	200.0
1.7485 3572.0 8.4343	1.2794 3615.5 8.4870	1.3103 3659.2 8.5369	1.3412 3703.2 8.5898	1.3799 3758.5 8.6523	1.4185 3814.2 8.7135	1.4957 3927.0 8.8325	1.5728 4041.4 8.9471	1.6499 v 4157.3 h 9.0577 s	300.0
0.9357 3571.1 8.3026	0.9590 3614.6 8.3534	0.9822 3658.3 8.4053	1.0054 3702.3 8.4563	1.0344 3757.7 8.5189	1.0634 3813.5 8.5802	1.1214 3926.4 8.6992	1.1793 4040.8 8.8139	1.2372 v 4156.9 h 8.9246 s	400.0

**PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR SURCHAUFFÉE ET DE L'EAU COMPRIMÉE
(TEMPÉRATURE ET PRESSION)**

Press.
p, kPa
(t.)

TABLE 2
Température, t, °C

	0.	20.	40.	60.	80.	100.	120.	140.	160.
500.0 (151.8)	v 0.0010000 h 0.5 s -0.0001	0.0010015 84.3 0.2962	0.0010076 167.9 0.5719	0.0010169 251.5 0.8307	0.0010290 335.3 1.0790	0.0010435 419.4 1.3066	0.0010605 503.9 1.5273	0.0010800 589.2 1.7388	0.38347 2766.4 8.8631
600.0 (178.8)	v 0.0009999 h 0.6 s -0.0001	0.0010015 84.4 0.2962	0.0010075 168.0 0.5719	0.0010169 251.6 0.8307	0.0010289 335.4 1.0749	0.0010434 419.4 1.3065	0.0010604 504.0 1.5272	0.0010799 589.3 1.7387	0.31655 2758.2 6.7648
800.0 (170.4)	v 0.0009998 h 0.8 s -0.0001	0.0010014 84.6 0.2961	0.0010075 168.2 0.5718	0.0010168 251.7 0.8306	0.0010288 335.5 1.0748	0.0010433 419.6 1.3063	0.0010603 504.1 1.5270	0.0010798 589.4 1.7389	0.0011021 675.6 1.9423
1000.0 (179.9)	v 0.0009997 h 1.0 s -0.0001	0.0010013 84.8 0.2961	0.0010074 168.3 0.5717	0.0010167 251.9 0.8305	0.0010287 335.7 1.0746	0.0010432 419.7 1.3062	0.0010602 504.3 1.5269	0.0010796 589.5 1.7383	0.0011019 675.7 1.9420
1500.0 (198.3)	v 0.0009995 h 1.5 s -0.0000	0.0010010 85.3 0.2960	0.0010071 168.8 0.5715	0.0010165 252.3 0.8302	0.0010285 336.1 1.0743	0.0010430 420.1 1.3058	0.0010599 504.6 1.5264	0.0010793 589.8 1.7378	0.0011016 676.0 1.9414
2000.0 (212.4)	v 0.0009992 h 2.0 s 0.0000	0.0010008 85.7 0.2959	0.0010069 169.2 0.5713	0.0010162 252.7 0.8299	0.0010282 336.5 1.0740	0.0010427 420.5 1.3054	0.0010596 505.0 1.5260	0.0010790 590.2 1.7373	0.0011012 676.3 1.9408
3000.0 (233.8)	v 0.0009987 h 3.0 s 0.0001	0.0010004 86.7 0.2957	0.0010065 170.1 0.5709	0.0010158 253.6 0.8294	0.0010278 337.3 1.0733	0.0010422 421.2 1.3046	0.0010590 505.7 1.5251	0.0010783 590.8 1.7362	0.0011005 676.9 1.9396
4000.0 (250.3)	v 0.0009982 h 4.0 s 0.0002	0.0009999 87.6 0.2955	0.0010060 171.0 0.5706	0.0010153 254.4 0.8289	0.0010273 338.1 1.0728	0.0010417 422.0 1.3038	0.0010584 506.4 1.5242	0.0010777 591.5 1.7352	0.0010997 677.9 1.9385
5000.0 (263.9)	v 0.0009977 h 5.1 s 0.0002	0.0009995 88.6 0.2952	0.0010056 171.9 0.5702	0.0010149 255.3 0.8283	0.0010268 338.8 1.0720	0.0010412 422.7 1.3030	0.0010579 507.1 1.5233	0.0010771 591.9 1.7342	0.0010990 678.1 1.9373
6000.0 (275.5)	v 0.0009972 h 6.1 s 0.0003	0.0009990 89.5 0.2950	0.0010052 172.7 0.5698	0.0010144 256.1 0.8278	0.0010263 339.6 1.0713	0.0010406 423.5 1.3023	0.0010573 507.8 1.5224	0.0010764 592.8 1.7332	0.0010983 678.6 1.9361
8000.0 (295.0)	v 0.0009962 h 8.1 s 0.0004	0.0009981 91.4 0.2946	0.0010043 174.5 0.5690	0.0010135 257.8 0.8267	0.0010254 341.2 1.0700	0.0010396 425.0 1.3007	0.0010562 509.2 1.5206	0.0010752 594.1 1.7311	0.0010968 679.8 1.9338
10000.0 (311.0)	v 0.0009953 h 10.1 s 0.0005	0.0009972 93.2 0.2942	0.0010034 176.3 0.5682	0.0010127 259.4 0.8257	0.0010245 342.8 1.0687	0.0010386 426.5 1.2992	0.0010551 510.6 1.5188	0.0010739 595.4 1.7291	0.0010954 681.0 1.9319
15000.0 (342.1)	v 0.0009928 h 15.1 s 0.0007	0.0009950 97.9 0.2931	0.0010013 180.7 0.5663	0.0010105 263.6 0.8230	0.0010221 346.8 1.0655	0.0010361 430.3 1.2954	0.0010523 514.2 1.5144	0.0010709 598.7 1.7241	0.0010919 684.0 1.9258
20000.0 (365.7)	v 0.0009904 h 20.1 s 0.0008	0.0009929 102.5 0.2919	0.0009992 185.1 0.5643	0.0010083 267.8 0.8204	0.0010199 350.8 1.0623	0.0010337 434.0 1.2916	0.0010497 517.7 1.5101	0.0010679 602.8 1.7192	0.0010886 687.1 1.9203
30000.0	v 0.0009857 h 30.0 s 0.0008	0.0009886 111.7 0.2895	0.0009951 193.8 0.5604	0.0010041 274.1 0.8153	0.0010155 358.7 1.0560	0.0010289 441.6 1.2843	0.0010445 524.9 1.5017	0.0010621 608.7 1.7097	0.0010821 693.3 1.9095
40000.0	v 0.0009811 h 39.7 s 0.0004	0.0009845 120.8 0.2870	0.0009910 202.5 0.5565	0.0010001 284.5 0.8102	0.0010112 366.7 1.0498	0.0010244 449.2 1.2771	0.0010395 532.1 1.4935	0.0010567 615.5 1.7004	0.0010740 699.6 1.8991
50000.0	v 0.0009767 h 49.3 s -0.0002	0.0009804 129.9 0.2843	0.0009872 211.2 0.5525	0.0009961 292.8 0.8052	0.0010071 374.7 1.0438	0.0010200 456.8 1.2701	0.0010347 539.4 1.4856	0.0010514 622.4 1.6915	0.0010701 705.9 1.8890
60000.0	v 0.0009723 h 58.8 s -0.0012	0.0009765 138.9 0.2815	0.0009834 219.8 0.5486	0.0009923 301.1 0.8002	0.0010031 382.6 1.0379	0.0010157 464.5 1.2633	0.0010301 546.6 1.4778	0.0010464 629.2 1.6828	0.0010645 712.4 1.8793
80000.0	v 0.0009641 h 77.5 s -0.0037	0.0009689 156.6 0.2756	0.0009760 236.9 0.5406	0.0009849 317.6 0.7904	0.0009954 398.5 1.0264	0.0010076 479.7 1.2501	0.0010214 561.3 1.4629	0.0010368 643.2 1.6661	0.0010540 725.9 1.8607
100000.0	v 0.0009565 h 95.9 s -0.0067	0.0009616 174.0 0.2692	0.0009690 253.8 0.5325	0.0009779 334.0 0.7808	0.0009882 414.4 1.0152	0.0009999 495.1 1.2373	0.0010132 576.0 1.4486	0.0010279 657.2 1.6502	0.0010443 738.9 1.8431

PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR SURCHAUFFÉE ET DE L'EAU COMPRIMÉE (TEMPÉRATURE ET PRESSION)

TABLE 2
Température, t , °C

Press.
 p , kPa

100.	200.	220.	240.	260.	280.	300.	320.	340.	
0.4045 2811.4 6.9647	0.4250 2855.1 7.0592	0.4450 2898.0 7.1478	0.4647 2940.1 7.2317	0.4841 2981.9 7.3115	0.5034 3023.4 7.3879	0.5226 3064.8 7.4614	0.5416 3106.1 7.5322	0.5606 ν 3147.4 h 7.6008 s	500.0
0.3346 2804.8 6.8691	0.3520 2849.7 6.9662	0.3690 2893.5 7.0567	0.3857 2936.4 7.1419	0.4021 2978.7 7.2228	0.4183 3020.6 7.3000	0.4344 3062.3 7.3740	0.4504 3103.9 7.4454	0.4663 ν 3145.4 h 7.5143 s	600.0
0.2471 2791.1 6.7122	0.2608 2838.6 6.8148	0.2740 2884.2 6.9094	0.2869 2928.6 6.9976	0.2995 2972.1 7.0807	0.3119 3014.9 7.1595	0.3241 3057.3 7.2348	0.3363 3099.4 7.3070	0.3483 ν 3141.4 h 7.3767 s	800.0
0.1944 2776.5 6.5835	0.2059 2826.8 6.6922	0.2169 2874.6 6.7911	0.2276 2920.6 6.8825	0.2379 2965.2 6.9680	0.2480 3009.0 7.0485	0.2580 3052.1 7.1251	0.2678 3094.9 7.1984	0.2776 ν 3137.4 h 7.2689 s	1000.0
0.0011271 763.4 2.1386	0.1324 2794.7 6.4508	0.1406 2848.6 6.5624	0.1483 2899.2 6.6630	0.1556 2947.3 6.7550	0.1628 2993.7 6.8405	0.1697 3038.9 6.9207	0.1765 3083.3 6.9967	0.1832 ν 3127.0 h 7.0693 s	1500.0
0.0011267 763.6 2.1379	0.0011560 852.6 2.3300	0.1021 2819.9 6.3829	0.1084 2875.9 6.4943	0.1144 2928.1 6.5941	0.1200 2977.5 6.6852	0.1255 3025.0 6.7696	0.1308 3071.2 6.8487	0.1360 ν 3116.3 h 6.9235 s	2000.0
0.0011258 764.1 2.1366	0.0011550 853.0 2.3284	0.0011891 943.9 2.5165	0.06816 2822.9 6.2241	0.07283 2885.1 6.3432	0.07712 2942.0 6.4479	0.08116 2995.1 6.5422	0.08500 3045.4 6.6285	0.08871 ν 3093.9 h 6.7088 s	3000.0
0.0011249 764.6 2.1352	0.0011540 853.4 2.3268	0.0011878 944.1 2.5147	0.0012280 1037.7 2.7006	0.05172 2835.6 6.1393	0.05544 2902.0 6.2576	0.05883 2962.0 6.3642	0.06200 3017.5 6.4593	0.06499 ν 3069.8 h 6.5461 s	4000.0
0.0011241 765.2 2.1339	0.0011530 853.8 2.3253	0.0011866 944.4 2.5129	0.0012264 1037.8 2.6984	0.0012750 1134.9 2.8840	0.04222 2856.9 6.0886	0.04530 2925.5 6.2105	0.04810 2987.2 6.3163	0.05070 ν 3044.1 h 6.4106 s	5000.0
0.0011232 765.7 2.1325	0.0011519 854.2 2.3237	0.0011853 944.7 2.5110	0.0012249 1037.9 2.6962	0.0012729 1134.7 2.8813	0.03317 2804.9 5.9270	0.03614 2885.0 6.0692	0.03874 2954.2 6.1880	0.04111 ν 3016.5 h 6.2913 s	6000.0
0.0011216 766.7 2.1299	0.0011500 855.1 2.3206	0.0011829 945.3 2.5075	0.0012218 1038.1 2.6919	0.0012687 1134.5 2.8761	0.0013277 1236.0 3.0629	0.02426 2786.8 5.7942	0.02681 2878.7 5.9519	0.02896 ν 2955.3 h 6.0790 s	8000.0
0.0011199 767.8 2.1272	0.0011480 855.9 2.3176	0.0011805 945.9 2.5039	0.0012188 1038.4 2.6877	0.0012648 1134.2 2.8709	0.0013221 1235.0 3.0563	0.0013979 1343.4 3.2488	0.01926 2783.5 5.7145	0.02147 ν 2883.4 h 5.8863 s	10000.0
0.0011159 770.4 2.1208	0.0011433 858.1 2.3102	0.0011748 947.6 2.4953	0.0012115 1039.2 2.6775	0.0012553 1134.0 2.8585	0.0013090 1232.9 3.0407	0.0013779 1338.3 3.2278	0.0014736 1454.3 3.4267	0.0016324 ν 1593.3 h 3.6571 s	15000.0
0.0011120 773.1 2.1145	0.0011387 860.4 2.3030	0.0011693 949.3 2.4869	0.0012047 1040.3 2.6677	0.0012466 1134.0 2.8468	0.0012971 1231.4 3.0262	0.0013606 1334.3 3.2089	0.0014451 1449.6 3.3998	0.0015784 ν 1572.4 h 3.6100 s	20000.0
0.0011046 778.7 2.1022	0.0011301 865.2 2.2891	0.0011590 953.1 2.4710	0.0011922 1042.8 2.6492	0.0012307 1134.7 2.8250	0.0012763 1229.7 2.9998	0.0013316 1328.7 3.1797	0.0014012 1433.6 3.3556	0.0014939 ν 1547.7 h 3.5447 s	30000.0
0.0010976 784.4 2.0905	0.0011220 870.2 2.2758	0.0011495 957.2 2.4560	0.0011808 1045.8 2.6320	0.0012166 1136.3 2.8050	0.0012583 1229.2 2.9741	0.0013077 1325.4 3.1469	0.0013677 1429.9 3.3193	0.0014434 ν 1532.9 h 3.4965 s	40000.0
0.0010910 790.2 2.0793	0.0011144 875.4 2.2632	0.0011407 961.6 2.4417	0.0011703 1049.2 2.6158	0.0012040 1138.5 2.7864	0.0012426 1229.8 2.9545	0.0012874 1323.7 3.1213	0.0013406 1421.0 3.2882	0.0014059 ν 1523.0 h 3.4572 s	50000.0
0.0010847 796.2 2.0684	0.0011073 880.8 2.2511	0.0011325 966.3 2.4281	0.0011607 1053.0 2.6005	0.0011924 1141.2 2.7690	0.0012285 1231.1 2.9345	0.0012698 1323.2 3.0981	0.0013179 1418.0 3.2606	0.0013791 ν 1516.3 h 3.4236 s	60000.0
0.0010731 808.4 2.0478	0.0010941 891.9 2.2281	0.0011174 976.2 2.4026	0.0011433 1061.4 2.5720	0.0011720 1147.8 2.7370	0.0012041 1239.4 2.8985	0.0012401 1324.7 3.0570	0.0012809 1419.7 3.2130	0.0013280 ν 1508.6 h 3.3671 s	80000.0
0.0010623 820.9 2.0283	0.0010821 903.5 2.2067	0.0011039 986.7 2.3789	0.0011279 1070.7 2.5458	0.0011543 1155.6 2.7081	0.0011833 1241.5 2.8663	0.0012155 1328.7 3.0210	0.0012514 1416.9 3.1723	0.0012921 ν 1505.9 h 3.3200 s	100000.0

**PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR SURCHAUFFÉE ET DE L'EAU COMPRIMÉE
(TEMPÉRATURE ET PRESSION)**

Press. p, kPa (t.)		TABLE 2 Température, t, °C							
		380.	380.	420.	420.	440.	460.	480.	500.
500.0 (151.8)	v	0.5795	0.5984	0.6172	0.6359	0.6547	0.6734	0.6921	0.7108
	h	3188.8	3230.4	3272.1	3314.0	3356.1	3398.4	3441.0	3483.8
	s	7.6673	7.7319	7.7948	7.8581	7.9160	7.9745	8.0318	8.0879
600.0 (158.8)	v	0.4821	0.4979	0.5136	0.5293	0.5450	0.5606	0.5762	0.5918
	h	3187.0	3228.7	3270.6	3312.6	3354.8	3397.2	3439.8	3482.7
	s	7.5810	7.6459	7.7090	7.7705	7.8305	7.8891	7.9465	8.0027
800.0 (170.4)	v	0.3603	0.3723	0.3842	0.3960	0.4078	0.4196	0.4314	0.4432
	h	3183.4	3225.4	3267.5	3309.7	3352.1	3394.7	3437.5	3480.5
	s	7.4441	7.5094	7.5729	7.6347	7.6950	7.7539	7.8115	7.8678
1000.0 (179.9)	v	0.2873	0.2969	0.3065	0.3160	0.3256	0.3350	0.3445	0.3540
	h	3179.7	3222.0	3264.4	3306.9	3349.5	3392.2	3435.1	3478.3
	s	7.3368	7.4027	7.4665	7.5287	7.5893	7.6484	7.7062	7.7627
1500.0 (198.3)	v	0.1898	0.1964	0.2029	0.2094	0.2158	0.2223	0.2287	0.2350
	h	3170.4	3213.5	3256.6	3299.7	3342.8	3386.0	3429.3	3472.8
	s	7.1389	7.2060	7.2709	7.3340	7.3953	7.4550	7.5133	7.5703
2000.0 (212.4)	v	0.1411	0.1461	0.1511	0.1561	0.1610	0.1659	0.1707	0.1756
	h	3160.8	3204.9	3248.7	3292.4	3336.0	3379.7	3423.4	3467.3
	s	6.9950	7.0635	7.1296	7.1935	7.2555	7.3159	7.3748	7.4323
3000.0 (233.8)	v	0.09232	0.09584	0.09931	0.1027	0.1061	0.1095	0.1128	0.1161
	h	3140.9	3187.0	3232.5	3277.5	3322.3	3367.0	3411.6	3456.2
	s	6.7844	6.8561	6.9246	6.9906	7.0543	7.1160	7.1760	7.2349
4000.0 (250.3)	v	0.06787	0.07066	0.07338	0.07604	0.07866	0.08125	0.08381	0.08634
	h	3119.9	3168.4	3215.7	3262.3	3308.3	3354.0	3400.6	3445.0
	s	6.6265	6.7019	6.7733	6.8414	6.9069	6.9702	7.0314	7.0909
5000.0 (263.9)	v	0.05316	0.05551	0.05779	0.06001	0.06218	0.06431	0.06642	0.06849
	h	3097.6	3148.8	3198.3	3246.5	3294.0	3340.9	3387.4	3433.7
	s	6.4966	6.5762	6.6508	6.7215	6.7890	6.8538	6.9164	6.9770
6000.0 (275.5)	v	0.04330	0.04539	0.04738	0.04931	0.05118	0.05302	0.05482	0.05659
	h	3074.0	3128.3	3180.1	3230.3	3279.3	3327.4	3375.0	3422.2
	s	6.3836	6.4680	6.5462	6.6196	6.6893	6.7559	6.8199	6.8818
8000.0 (295.0)	v	0.03088	0.03265	0.03431	0.03589	0.03740	0.03887	0.04030	0.04170
	h	3022.7	3084.2	3141.6	3196.2	3248.7	3299.7	3349.6	3398.8
	s	6.1872	6.2828	6.3694	6.4493	6.5240	6.5945	6.6617	6.7262
10000.0 (311.0)	v	0.02331	0.02493	0.02641	0.02779	0.02911	0.03036	0.03158	0.03276
	h	2964.8	3035.7	3099.9	3159.7	3216.2	3270.5	3323.6	3375.6
	s	6.0110	6.1213	6.2182	6.3057	6.3861	6.4612	6.5321	6.5994
15000.0 (342.1)	v	0.01256	0.01428	0.01566	0.01686	0.01794	0.01895	0.01989	0.02080
	h	2770.8	2887.7	2979.1	3057.0	3126.9	3191.5	3252.4	3310.6
	s	5.5677	5.7497	5.8876	6.0016	6.1010	6.1904	6.2724	6.3487
20000.0 (365.7)	v	0.008269	0.008246	0.009947	0.01120	0.01224	0.01315	0.01399	0.01477
	h	1742.9	2660.2	2820.5	2932.9	3023.7	3102.7	3174.4	3241.1
	s	3.8835	5.3165	5.5585	5.7232	5.8523	5.9616	6.0581	6.1458
30000.0	v	0.0016285	0.001874	0.002831	0.004921	0.006227	0.007189	0.007985	0.008681
	h	1678.0	1837.7	2161.8	2558.0	2754.0	2887.7	2993.9	3085.0
	s	3.7541	4.0021	4.4898	5.0706	5.3499	5.5349	5.6779	5.7972
40000.0	v	0.0015425	0.001682	0.001909	0.002371	0.003200	0.004137	0.004941	0.005616
	h	1650.5	1776.4	1934.1	2145.7	2399.4	2617.1	2779.8	2906.8
	s	3.6856	3.8814	4.1190	4.4285	4.7893	5.0906	5.3097	5.4762
50000.0	v	0.0014862	0.001589	0.001729	0.001938	0.002269	0.002747	0.003308	0.003882
	h	1633.9	1748.8	1877.7	2028.6	2199.7	2387.2	2564.9	2723.0
	s	3.6355	3.8110	4.0083	4.2262	4.4723	4.7316	4.9709	5.1782
60000.0	v	0.0014444	0.001528	0.001632	0.001771	0.001962	0.002226	0.002565	0.002952
	h	1622.8	1728.4	1847.3	1975.0	2113.5	2263.2	2418.8	2570.6
	s	3.5948	3.7589	3.9383	4.1252	4.3221	4.5291	4.7385	4.9374
80000.0	v	0.0013833	0.001445	0.001518	0.001605	0.001710	0.001841	0.001999	0.002188
	h	1609.7	1707.0	1814.2	1924.1	2036.6	2152.5	2272.8	2397.4
	s	3.5296	3.6807	3.8425	4.0033	4.1633	4.3237	4.4835	4.6408
100000.0	v	0.0013388	0.001390	0.001446	0.001511	0.001587	0.001675	0.001777	0.001893
	h	1603.4	1694.3	1797.4	1899.0	2000.3	2102.7	2207.7	2316.1
	s	3.4767	3.6211	3.7738	3.9223	4.0664	4.2079	4.3492	4.4913

**PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR SURCHAUFFÉE ET DE L'EAU COMPRIMÉE
(TEMPÉRATURE ET PRESSION)**

TABLE 2
Température, t , °C

Press.
 p , kPa

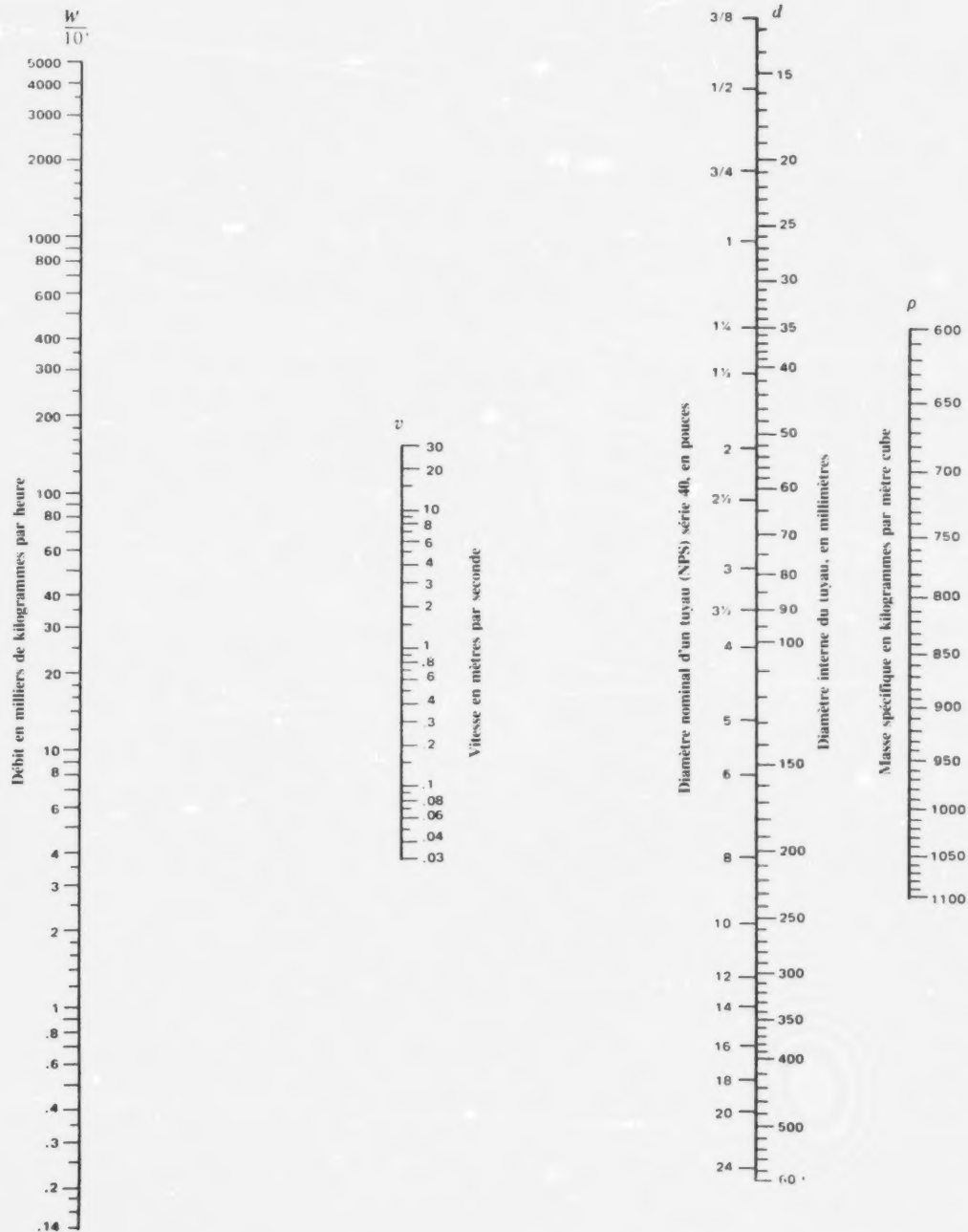
540.	560.	580.	600.	625.	650.	700.	750.	800.	
0.7481 3570.1 8.1967	0.7667 3613.6 8.2496	0.7853 3657.4 8.3016	0.8039 3701.5 8.3526	0.8272 3757.0 8.4152	0.8504 3812.8 8.4766	0.8968 3925.8 8.5957	0.9432 4040.3 8.7105	0.9896 v 4156.4 h 8.8213 s	500.0
0.6230 3569.1 8.1117	0.6386 3612.7 8.1647	0.6541 3656.6 8.2167	0.6696 3700.7 8.2678	0.6890 3756.2 8.3305	0.7084 3812.1 8.3919	0.7471 3925.1 8.5111	0.7858 4039.8 8.6259	0.8245 v 4155.9 h 8.7368 s	600.0
0.4666 3567.2 7.9771	0.4783 3610.9 8.0302	0.4900 3654.8 8.0824	0.5017 3699.1 8.1336	0.5163 3754.7 8.1964	0.5309 3810.7 8.2579	0.5600 3923.9 8.3773	0.5891 4038.7 8.4921	0.6181 v 4155.0 h 8.6033 s	800.0
0.3728 3565.2 7.8724	0.3822 3609.0 7.9256	0.3916 3653.1 7.9779	0.4010 3697.4 8.0292	0.4127 3753.1 8.0921	0.4244 3809.3 8.1537	0.4477 3922.7 8.2734	0.4710 4037.4 8.3885	0.4943 v 4154.1 h 8.4997 s	1000.0
0.2477 3560.4 7.6808	0.2540 3604.5 7.7343	0.2604 3648.8 7.7869	0.2667 3693.3 7.8385	0.2745 3749.3 7.9017	0.2824 3805.7 7.9636	0.2980 3919.6 8.0838	0.3136 4034.9 8.1993	0.3292 v 4151.7 h 8.3108 s	1500.0
0.1852 3555.5 7.5435	0.1900 3599.9 7.5974	0.1947 3644.4 7.6503	0.1995 3689.2 7.7022	0.2054 3745.5 7.7657	0.2114 3802.1 7.8279	0.2232 3916.5 7.9485	0.2349 4032.2 8.0645	0.2467 v 4149.4 h 8.1763 s	2000.0
0.1226 3545.7 7.3474	0.1259 3590.6 7.4020	0.1291 3635.7 7.4554	0.1323 3681.0 7.5079	0.1364 3737.8 7.5721	0.1404 3795.0 7.6349	0.1483 3910.3 7.7564	0.1562 4026.8 7.8733	0.1641 v 4144.7 h 7.9857 s	3000.0
0.09135 3535.8 7.2055	0.09384 3581.4 7.2608	0.09631 3627.0 7.3149	0.09876 3672.8 7.3680	0.1018 3730.2 7.4328	0.1049 3787.9 7.4961	0.1109 3904.1 7.6187	0.1169 4021.4 7.7363	0.1229 v 4140.0 h 7.8495 s	4000.0
0.07259 3525.9 7.0934	0.07461 3572.0 7.1494	0.07662 3618.2 7.2042	0.07862 3664.5 7.2578	0.08109 3722.5 7.3233	0.08356 3778.7 7.3872	0.08845 3897.9 7.5108	0.09329 4016.1 7.6292	0.09809 v 4135.3 h 7.7431 s	5000.0
0.06008 3515.9 7.0000	0.06179 3562.7 7.0568	0.06349 3609.4 7.1122	0.06518 3656.2 7.1664	0.06728 3714.8 7.2326	0.06936 3773.5 7.2971	0.07348 3891.7 7.4217	0.07755 4010.7 7.5409	0.08159 v 4130.7 h 7.6554 s	6000.0
0.04443 3495.7 6.8484	0.04577 3543.8 6.9068	0.04709 3591.7 6.9636	0.04839 3639.5 7.0191	0.05001 3699.3 7.0866	0.05161 3759.2 7.1523	0.05477 3879.2 7.2790	0.05788 3999.9 7.3999	0.06096 v 4121.3 h 7.5158 s	8000.0
0.03504 3475.1 6.7261	0.03615 3524.5 6.7863	0.03724 3573.7 6.8446	0.03832 3622.7 6.9013	0.03965 3683.8 6.9703	0.04098 3744.7 7.0373	0.04355 3866.8 7.1660	0.04601 3989.1 7.2886	0.04858 v 4112.0 h 7.4058 s	10000.0
0.02250 3421.4 6.4885	0.02331 3475.0 6.5535	0.02411 3527.7 6.6160	0.02488 3579.8 6.6764	0.02584 3644.3 6.7492	0.02677 3708.3 6.8195	0.02859 3835.4 6.9536	0.03036 3962.1 7.0806	0.03209 v 4088.6 h 7.2013 s	15000.0
0.01621 3364.7 6.3015	0.01688 3423.0 6.3724	0.01753 3479.9 6.4398	0.01816 3535.5 6.5043	0.01893 3603.8 6.5814	0.01967 3671.1 6.6554	0.02111 3803.8 6.7953	0.02256 3935.0 6.9267	0.02385 v 4065.3 h 7.0511 s	20000.0
0.009890 3241.7 5.9949	0.01043 3312.1 6.0805	0.01095 3378.9 6.1597	0.01144 3443.0 6.2340	0.01202 3520.2 6.3212	0.01258 3599.0 6.4033	0.01365 3739.7 6.5560	0.01465 3880.3 6.6970	0.01562 v 4018.5 h 6.8288 s	30000.0
0.006735 3108.0 5.7302	0.007219 3193.4 5.8340	0.007667 3272.4 5.9276	0.008088 3346.4 6.0135	0.008584 3433.8 6.1122	0.009053 3517.0 6.2035	0.009936 3674.8 6.3701	0.01075 3825.5 6.5210	0.01152 v 3971.7 h 6.6606 s	40000.0
0.004888 2968.9 5.4886	0.005328 3070.7 5.6124	0.005734 3163.2 5.7221	0.006111 3248.3 5.8207	0.006550 3346.8 5.9320	0.006960 3438.9 6.0331	0.007720 3610.2 6.2138	0.008426 3770.9 6.3749	0.009076 v 3925.3 h 6.5222 s	50000.0
0.003755 2838.3 5.2755	0.004135 2951.7 5.4132	0.004496 3055.8 5.5367	0.004835 3151.6 5.6477	0.005229 3261.4 5.7717	0.005596 3362.4 5.8827	0.006269 3547.0 6.0775	0.006885 3717.4 6.2483	0.007460 v 3879.6 h 6.4031 s	60000.0
0.002641 2648.2 4.9650	0.002886 2765.1 5.1072	0.003132 2874.9 5.2374	0.003379 2980.3 5.3595	0.003642 3104.6 5.4999	0.003974 3220.3 5.6270	0.004519 3428.7 5.8470	0.005017 3516.7 6.0354	0.005481 v 3792.8 h 6.2034 s	80000.0
0.002168 2538.6 4.7719	0.002326 2646.2 4.9050	0.002493 2754.5 5.0311	0.002668 2857.5 5.1505	0.002891 2985.8 5.2954	0.003106 3105.3 5.4267	0.003536 3324.4 5.6579	0.003957 3428.1 5.8609	0.004341 v 3714.3 h 6.0397 s	100000.0

**DONNÉES DES DIMENSIONS DES TUYAUX
DE 1/8 À 12 (DIAMÈTRE NOMINAL, NPS)
TABLE 3**

Diamètre nominal	Diam. ext. en po.	Série 40 et standard	Série 80 EX. L.
1/8	.405	068 2447	095 3145
1/4	.540	088 4248	119 5351
3/8	.675	091 5676	126 7388
1/2	.840	109 8510	147 1 088
3/4	1.050	113 1 131	154 1 474
1	1.315	133 1 679	179 2 172
1 1/4	1.660	140 2 273	191 2 997
1 1/2	1.900	145 2 718	200 3 631
2	2.375	154 3 653	218 5 022
2 1/2	2.875	203 5 793	276 7 661
3	3.300	216 7 576	300 10 75
3 1/2	4.000	226 9 109	318 12 51
4	4.500	237 10 79	337 14 98
4 1/2	5.000	247 12 53	355 17 61
5	5.563	258 14 62	375 20 78
6	6.625	280 18 97	432 28 57
7	7.625	301 23 57	500 38 05
8	8.625	322 28 55	500 43 39
9	9.625	342 33 90	500 48 72
10	10.750	365 40 48	500 54 74
11	11.750	375 45 55	500 60 07
12	12.750	375 49 56	500 65 42

Haut:
Épaisseur de
paroi en pouces
Bas:
Poids par pied
en livre

VITESSE DES LIQUIDES DANS LA TUYAUTERIE TABLE 4



PERTE DE VAPEUR PAR LES ORIFICES ÉVACUANT À L'ATMOSPÈRE

TABLE 5

Diamètre de l'orifice, po	Perte de vapeur, lb/h lorsque la pression effective de la vapeur est de:												
	2 lb/po ²	5 lb/po ²	10 lb/po ²	15 lb/po ²	25 lb/po ²	50 lb/po ²	75 lb/po ²	100 lb/po ²	125 lb/po ²	150 lb/po ²	200 lb/po ²	250 lb/po ²	300 lb/po ²
1/32	0.31	0.49	0.70	0.85	1.14	1.86	2.58	3.3	4.02	4.74	6.17	7.61	4.05
1/16	1.25	1.97	2.8	3.4	4.6	7.4	10.3	13.2	16.1	18.9	24.7	30.4	36.2
3/32	2.81	4.44	6.3	7.7	10.3	16.7	15.4	29.7	36.2	42.6	55.6	68.5	81.5
1/8	4.5	7.9	11.2	13.7	18.3	29.8	41.3	52.8	64.3	75.8	99.0	122.0	145.0
5/32	7.8	12.3	17.4	21.3	28.5	46.5	64.5	82.5	100.0	118.0	154.0	190.0	226.0
3/16	11.2	17.7	25.1	30.7	41.1	67.0	93.0	119.0	145.0	170.0	222.0	274.0	326.0
7/32	15.3	24.2	34.2	41.9	55.9	91.2	126.0	162.0	197.0	232.0	303.0	373.0	443.0
1/4	20.0	31.6	44.6	54.7	73.1	119.0	165.0	211.0	257.0	303.0	395.0	487.0	579.0
9/32	25.2	39.9	56.5	69.2	92.5	151.0	209.0	267.0	325.0	384.0	500.0	617.0	733.0
5/16	31.2	49.3	69.7	85.4	114.0	186.0	258.0	330.0	402.0	474.0	617.0	761.0	905.0
11/32	37.7	59.6	84.4	103.0	138.0	225.0	312.0	399.0	486.0	573.0	747.0	921.0	1095.0
3/8	44.9	71.0	100.0	123.0	164.0	268.0	371.0	475.0	578.0	682.0	889.0	1096.0	1303.0
13/32	52.7	83.3	118.0	144.0	193.0	314.0	436.0	557.0	679.0	800.0	1043.0	1286.0	1529.0
7/16	61.1	96.6	137.0	167.0	224.0	365.0	506.0	647.0	787.0	928.0	1210.0	1492.0	1774.0
15/32	70.2	111.0	157.0	192.0	257.0	419.0	580.0	742.0	904.0	1065.0	1389.0	1713.0	2037.0
1/2	79.8	126.0	179.0	219.0	292.0	476.0	660.0	844.0	1028.0	1212.0	1580.0	1949.0	2317.0

Conversion métrique

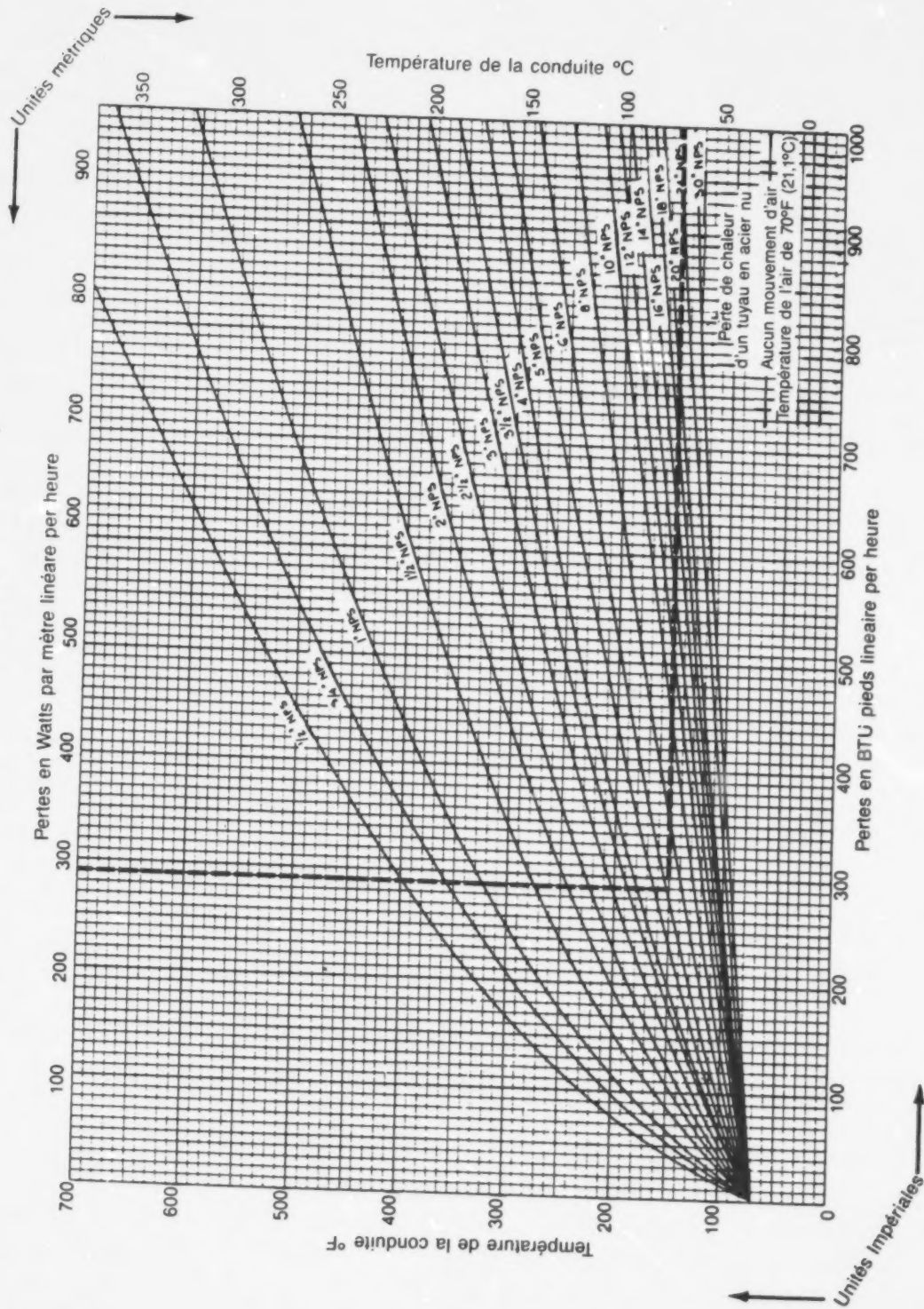
1 lb/h = 0.4536 kg/h

1 po = 25.4 mm

1 lb/po² = 6.897 kPa

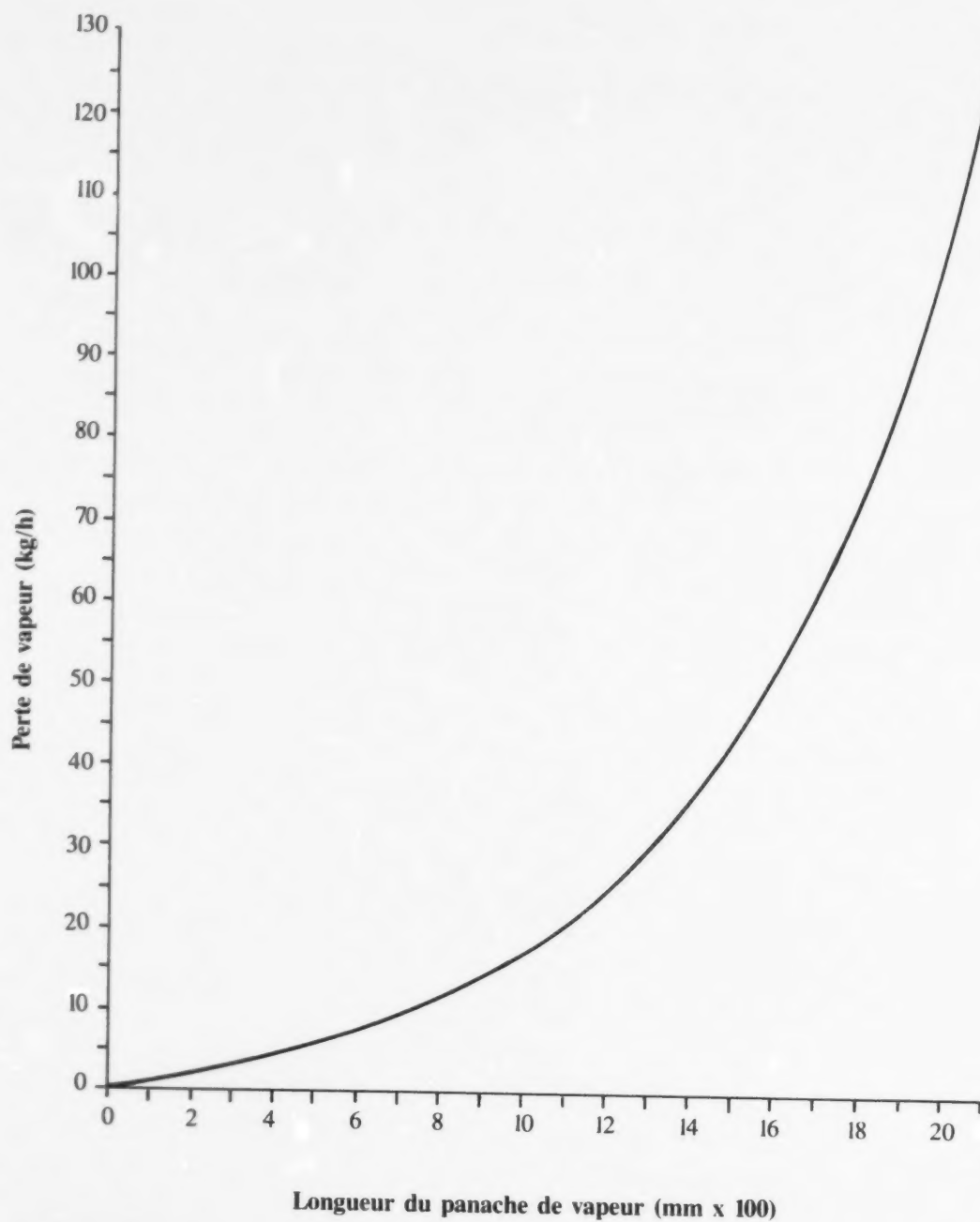
PERTE DE CHALEUR D'UN TUYAU EN ACIER NU

TABLE 6



Traduit du THERMAL INSULATION HANDBOOK.
 Par William C. Turner ad John F. Malloy
 Éditeur: Robert E. Kreiger Publishing Company

**PERT HORAIRE DE VAPEUR DUE AUX FUITES EN FONCTION
DE LA LONGUEUR DE PANACHE
TABLE 7**



GUIDE DE SÉLECTION DES PURGEURS DE VAPEUR
TABLE 8

APPLICATION	PREMIER CHOIX	DEUXIÈME CHOIX
Serpentins de chauffage à air Basse et moyenne pression Haute pression	À flotteur et thermostatique À flotteur et thermostatique	
Chauffe-eau (instantanée)	À flotteur et thermostatique	
Chauffe-eau (stockage)	À flotteur et thermostatique	
Échangeurs de chaleur à calandre multitubulaire Petit — haute pression	Thermostatique Thermo-Matic Thermostatique à tension de vapeur	À flotteur et thermostatique
Gros — basse et moyenne pression Rebouilleurs	À flotteur et thermostatique À flotteur et thermostatique Thermostatique Thermo-Matic	
Humidificateurs à vapeur	À flotteur et thermostatique	À flotteur inversé ouvert
Récipients à chemise de vapeur Haute pression	Thermostatique Thermo-Matic Thermodynamique À flotteur et thermostatique	À flotteur et thermostatique Thermodynamique
Mamelon de purge de la conduite à vapeur 0- 15 PSIG 16-125 PSIG 126-600 PSIG	À flotteur et thermostatique Thermodynamique Thermodynamique	 À flotteur et thermostatique À flotteur inversé ouvert
Haute pression — surchauffe	Thermostatique à bilames	Thermodynamique
Serpentins à vapeur (chauffage à air)	Thermostatique à tension de vapeur Thermostatique Thermo-Matic	Thermodynamique
Radiateurs à vapeur	Thermostatique à tension de vapeur	Thermodynamique
Séparateurs de vapeur 0- 15 PSIG 16-125 PSIG 126-600 PSIG	À flotteur et thermostatique Thermodynamique Thermodynamique	 À flotteur et thermostatique À flotteur inversé ouvert
Tube de réchauffage à vapeur	Thermodynamique Thermostatique à bilames	À capsule thermostatique
Serpentins de réservoir de stockage	À capsule thermostatique Thermostatique à bilames	Thermodynamique Thermostatique Thermo-Matic
Serpentins de chauffage submergés Haute pression	Thermostatique Thermo-Matic Thermodynamique À flotteur et thermostatique	À flotteur inversé ouvert Thermostatique à tension de vapeur Thermostatique à tension de vapeur
Basse et moyenne pression	À flotteur et thermostatique	Thermostatique à tension de vapeur
Aérothermes	À flotteur et thermostatique	Thermostatique à tension de vapeur
Sterilisateurs	Thermodynamique	Thermostatique à tension de vapeur
Autoclaves	Thermodynamique	À flotteur inversé ouvert
Sécheurs	Thermodynamique	À flotteur et thermostatique
Presses à plaques	Thermodynamique	Thermostatique à tension de vapeur

NOTE: Des conditions de service anormales ou une possibilité de corrosion importante peuvent influencer le choix d'un purgeur de vapeur pour une application donnée.

CONVERSIONS COURANTES

1 baril (35 gal imp.) (42 gal U.S.)	= 159,1 litres	1 kilowatt-heure	= 3600 kilojoules
1 gallon (imp.)	= 1,20094 gallon (U.S.)	1 Newton	= 1 Kg-m/s ²
1 cheval vapeur (chaudière)	= 9809,6 watts	1 thermie	= 10 ⁵ Btu
1 cheval vapeur	= 2545 Btu/heure	1 tonne (réfrigérant)	= 12002,84 Btu/heure
1 cheval vapeur	= 0,746 kilowatts	1 tonne (réfrigérant)	= 3516,8 watts
1 joule	= 1 N-m	1 watt	= 1 joule/seconde
Kelvin	= (°C + 273,15)	degré Rankine	= (°F + 459,67)

Cubes

1 v ³	= 27 pi ³
1 pi ³	= 1728 po ³
1 cm ³	= 1000 mm ³
1 m ³	= 10 ⁶ cm ³
1 m ³	= 1000 L

Carrés

1 v ²	= 9 pi ²
1 pi ²	= 144 po ²
1 cm ²	= 100 mm ²
1 m ²	= 10000 cm ²

PRÉFIXES SI

Préfixe	Symbole	Valeur numérique	Exposant
téra	T	1 000 000 000 000	10 ¹²
giga	G	1 000 000 000	10 ⁹
méga	M	1 000 000	10 ⁶
kilo	k	1 000	10 ³
hecto	h	100	10 ²
déca	da	10	10 ¹
déci	d	0,1	10 ⁻¹
centi	c	0,01	10 ⁻²
milli	m	0,001	10 ⁻³
micro	u	0,000 001	10 ⁻⁶
nano	n	0,000 000 001	10 ⁻⁹
pico	p	0,000 000 000 001	10 ⁻¹²

TABLES DE CONVERSION DES UNITÉS MÉTRIQUES EN UNITÉS IMPÉRIALES

DE	SYMBOLE	À	SYMBOLE	VALEUR NUMÉRIQUE
ampère/centimètre carré	A/cm ²	ampère/pouce carré	A/po ²	6,452
degré Celsius	°C	degré Fahrenheit	°F	(°C × 9/5) + 32
centimètre	cm	pouce	po	0,3937
centimètre cube	cm ³	pouce cube	po ³	0,06102
mètre cube	m ³	pied cube	pi ³	35,314
gramme	g	once	oz	0,03527
gramme	g	livre	lb	0,0022
gramme/litre	g/L	livre/pied cube	lb/pi ³	0,06243
joule	J	Btu	Btu	9,480 × 10 ⁻⁴
joule	J	pied-livre	pi-lb	0,7376
joule	J	cheval vapeur-heure	cv-h	3,73 × 10 ⁻⁷
joule/mètre, (Newton)	J/m, N	livre	lb	0,2248
kilogramme	kg	livre	lb	2,205
kilogramme	kg	tonne (longue)	tonne	9,842 × 10 ⁻⁴
kilogramme	kg	tonne (courte)	tn	1,102 × 10 ⁻³
kilomètre	km	mille	mille	0,6214
kilopascal	kPa	atmosphère	atm	9,87 × 10 ⁻³
kilopascal	kPa	pouce de mercure (32°F)	po de Hg	0,2953
kilopascal	kPa	pouce d'eau (4°C)	po d'H ₂ O	4,0147
kilopascal	kPa	livre/pouce carré	lb/po ²	0,1450
kilowatt	kW	pied-livre/seconde	pi-lb/s	737,6
kilowatt	kW	cheval vapeur	cv	1,341
kilowatt-heure	kWh	Btu	Btu	3413
litre	L	pied cube	pi ³	0,03531
litre	L	gallon (imp.)	gal (imp.)	0,21998
litre	L	gallon (U.S.)	gal (U.S.)	0,2642
litre/seconde	L/s	pied cube/minute	pi ³ /min	2,1186
lumen/mètre carré	lm/m ²	lumen par pied carré	lm/pi ²	0,09290
lux, lumen/mètre carré	lx, lm/m ²	pied bougie	pi-b	0,09290
mètre	m	pied	pi	3,281
mètre	m	verge	yd	1,09361
partie par million	ppm	grain/gallon (imp.)	gr/gal (imp.)	0,07
partie par million	ppm	grain/gallon (U.S.)	gr/gal (U.S.)	0,05842
perméance (métrique)	PERM	perméance (imp.)	perm	0,01748
centimètre carré	cm ²	pouce carré	po ²	0,1550
mètre carré	m ²	pied carré	pi ²	10,764
mètre carré	m ²	verge carré	v ²	1,196
tonne (métrique)	t	livre	lb	2204,6
watt	W	Btu/heure	Btu/h	3,413
watt	W	lumen	lm	668,45

TABLES DE CONVERSION DES UNITÉS IMPÉRIALES EN UNITÉS MÉTRIQUES

DE	SYMBOLE	À	SYMBOLE	VALEUR NUMÉRIQUE
ampère/po ²	A/po ²	ampère/cm ²	A/cm ²	0,1550
atmosphère	atm	kilopascal	kPa	101,325
British Thermal Unit	Btu	joule	J	1054,8
Btu	Btu	kilogramme-mètre	kg-m	107,56
Btu	Btu	kilowatt-heure	kWh	$2,928 \times 10^{-4}$
Btu/heure	Btu/h	watt	W	0,2931
calorie, gramme	cal ou	g-cal joule	J	4,186
chaîne	chaîne	mètre	m	20,11684
pied cube	pi ³	mètre cube	m ³	0,02832
pied cube	pi ³	litre	L	28,32
pied cube/minute	pi ³ /m	litre/seconde	L/s	0,47195
cycle/seconde	c/s	Hertz	Hz	1,00
degré Fahrenheit	°F	degré Celsius	°C	$(°F - 32)/1,8$
pied	pi	mètre	m	0,3048
pied bougie	pi-b	lux, lumen/mètre carré	lx, lm/m ²	10,764
pied lambert	pi-L*	candela/mètre carré	cd/m ²	3,42626
pied-livre	pi-lb	joule	J	1,356
pied-livre	pi-lb	kilogramme-mètre	kg-m	0,1383
pied livre/seconde	pi-lb/s	kilowatt	kW	$1,356 \times 10^{-3}$
gallon (imp.)	gal (imp.)	litre	L	4,546
gallon (U.S.)	gal (U.S.)	litre	L	3,785
grain/gallon (imp.)	gr/gal(imp.)	partie par million	ppm	14,286
grain/gallon (U.S.)	gr/gal(U.S.)	partie par million	ppm	17,118
cheval vapeur	cv	watt	W	745,7
cheval vapeur-heure	cv-h	joule	J	$2,684 \times 10^6$
pouce	po	centimètre	cm	2,540
pouce de mercure (32°F)	po de Hg	kilopascal	kPa	3,386
pouce d'eau (4°C)	po d'H ₂ O	kilopascal	kPa	0,2491

TABLES DE CONVERSION DES UNITÉS IMPÉRIALES EN UNITÉS MÉTRIQUES (CONT.)

DE	SYMBOLE	À	SYMBOLE	VALEUR NUMÉRIQUE
lambert	L*	candela/mètre carré	cd/m ²	3,183
lumen/pied carré	lm/pi ²	lumen/mètre carré	lm/m ²	10,76
lumen	lm	watt	W	0,001496
mille	mille	kilomètre	km	1,6093
once	oz	gramme	g	28,35
perm (0°C)	perm	kilogramme par pascal-seconde- mètre carré	kg/(Pa-s-m ²) (PERM)	$5,721 \times 10^{-11}$
perm (23°C)	perm	kilogramme par pascal-seconde- mètre carré	kg/(Pa-s-m ²) (PERM)	$5,745 \times 10^{-11}$
perm-pouce (0°C)	perm-po	kilogramme par pascal-seconde-mètre	kg/(Pa-s-m)	$1,4532 \times 10^{-12}$
perm-pouce (23°C)	perm-po	kilogramme par pascal-seconde-mètre	kg/(Pa-s-m)	$1,4593 \times 10^{-12}$
chopine (imp.)	chopine	litre	L	0,56826
livre	lb	gramme	g	453,5924
livre	lb	joule/mètre (Newton)	J/m N	4,448
livre	lb	kilogramme	kg	0,4536
livre	lb	tonne (métrique)	t	$4,536 \times 10^{-4}$
livre/pied cube	lb/pi ³	gramme/litre	g/L	16,02
livre/pouce carré	lb/po ²	kilopascal	kPa	6,89476
pinte	pinte	litre	L	1,1365
slug	slug	kilogramme	kg	14,5939
pied carré	pi ²	mètre carré	m ²	0,09290
pouce carré	po ²	centimètre carré	cm ²	6,452
verge carré	v ²	mètre carré	m ²	0,83613
tonne (longue)	ton	kilogramme	kg	1016
tonne (courte)	tn	kilogramme	kg	907,185
verge	v	mètre	m	0,9144

* "L" tel qu'utilisé dans l'éclaircissement.

Les valeurs typiques qui suivent peuvent servir de facteurs de conversion quand les données réelles manquent. Les équivalents en MJ et en BTU correspondent à la chaleur de combustion. Les chiffres applicables aux hydrocarbures correspondent à la valeur calorifique la plus élevée (poids humide). Certains produits sont de toute évidence des matières premières, mais ont été inclus au tableau pour le rendre plus complet et pour servir de référence. Les facteurs de conversion pour le charbon sont approximatifs puisque la valeur calorifique de ce produit varie selon la mine d'où il a été extrait.

TYPE D'ÉNERGIE	MÉTRIQUE	IMPÉRIAL
CHARBON		
— métallurgique	29 000 mégajoules/tonne	$25,0 \times 10^6$ BTU/tonne
— anthracite	30 000 mégajoules/tonne	$25,8 \times 10^6$ BTU/tonne
— bitumineux	32 100 mégajoules/tonne	$27,6 \times 10^6$ BTU/tonne
— sous-bitumineux	22 100 mégajoules/tonne	$19,0 \times 10^6$ BTU/tonne
— lignite	16 700 mégajoules/tonne	$14,4 \times 10^6$ BTU/tonne
COKE		
— métallurgique	30 200 mégajoules/tonne	$26,0 \times 10^6$ BTU/tonne
— pétrolier		
— brut	23 300 mégajoules/tonne	$20,0 \times 10^6$ BTU/tonne
— calciné	32 600 mégajoules/tonne	$28,0 \times 10^6$ BTU/tonne
POIX	37 200 mégajoules/tonne	$32,0 \times 10^6$ BTU/tonne
PÉTROLE BRUT	38,5 mégajoules/litre	$5,8 \times 10^6$ BTU/baril
MAZOUT N° 2	38,68 mégajoules/litre	$5,88 \times 10^6$ BTU/baril $0,168 \times 10^6$ BTU/GI
PÉTROLE N° 4	40,1 mégajoules/litre	$6,04 \times 10^6$ BTU/baril $0,173 \times 10^6$ BTU/GI
PÉTROLE N° 6 (MAZOUT LOURD C)		
— 2,5 % soufre	42,3 mégajoules/litre	$6,38 \times 10^6$ BTU/baril $0,182 \times 10^6$ BTU/GI
— 1,0 % soufre	40,5 mégajoules/litre	$6,11 \times 10^6$ BTU/baril $0,174 \times 10^6$ BTU/GI
— 0,5 % soufre	40,2 mégajoules/litre	$6,05 \times 10^6$ BTU/baril $0,173 \times 10^6$ BTU/GI
KÉROSÈNE	37,68 mégajoules/litre	$0,167 \times 10^6$ BTU/GI
DIESEL	38,68 mégajoules/litre	$0,172 \times 10^6$ BTU/GI
GAZOLINE	36,2 mégajoules/litre	$0,156 \times 10^6$ BTU/GI
GAZ NATUREL	37,2 mégajoules/m ³	$1,00 \times 10^6$ BTU/M pi ³
PROPANE	50,3 mégajoules/kg 26,6 mégajoules/litre	$0,02165 \times 10^6$ BTU/lb $0,1145 \times 10^6$ BTU/GI
ÉLECTRICITÉ	3,6 mégajoules/kWh	$0,003413 \times 10^6$ BTU/kWh

Calcul de la vitesse de circulation de la vapeur

Feuille de travail 8-1

Entreprise: _____

Date: _____

Endroit: _____

Par: _____

Diamètre intérieur de la conduite de vapeur _____ m

Débit de vapeur (w) _____ kg/h

Volume spécifique de la vapeur (v_g) _____ m³/kg

$$\begin{aligned}\text{Section de la conduite (A)} &= \frac{3,142 \times (\text{diam. int.})^2}{4} \\ &= \frac{3,142 \times (\quad)^2}{4} \\ &= \quad \text{m}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Vitesse (V)} &= \frac{w \times v_g}{A \times 3\,600} \\ &= \quad \\ &= \quad \text{m/s}\end{aligned}$$

Pour les conduites principales de vapeur, la vitesse devrait se situer entre 40 et 60 m/s. Si la vitesse dépasse 75 m/s, il faut réduire le débit ou employer une conduite de plus grand diamètre.

Isolation de la tuyauterie

Feuille de travail 8-2

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Pression de la vapeur = _____ kPa(eff.) (1)

Diamètre du tuyau = _____ (2)

Perte de chaleur des tuyaux nus (table 6) = _____ Wh/(m-h) (3)

Longueur du tuyau = _____ m (4)

Perte de chaleur des tuyaux isolés
(données du fabricant d'isolants) = _____ Wh/(m-h) (5)

Temps de service total = _____ h/an (6)

Chaleur latente de la vapeur à la pression
(1) (table 1) = _____ kJ/kg (7)

Coût de la vapeur = _____ \$/1 000 kg (8)

Perte d'énergie des tuyaux nus

= (3) x (4) x (6) = _____ x _____ = _____ Wh/an (9)

Perte d'énergie des tuyaux isolés

= (5) x (4) x (6) = _____ x _____ = _____ Wh/an (10)

Économie totale d'énergie = (9) - (10)

= _____ Wh/an x 36 = _____ kJ/an (11)

Économie totale de vapeur = $\frac{(11)}{(7)}$ = _____ = _____ kg/an (12)

Économie d'énergie = $\frac{(12) \times (8)}{1\,000}$

= $\frac{x}{1\,000}$ = _____ \$/an (13)

Mise de fonds = _____ \$/an (14)

Période de rentabilité = $\frac{(14)}{(13)}$ = _____ an(s) (15)

Récupération des condensats
Feuille de travail 8-3

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Débit de condensat mesuré = _____ kg/h (1)

Chaleur spécifique du condensat
(4,14 à la pression atmosphérique) = _____ kJ/(kg·°C) (2)

Température du condensat = _____ °C (3)

Température de l'eau d'appoint = _____ °C (4)

Temps de service total = _____ h/an (5)

Pression de la vapeur = _____ kPa(eff.) (6)

Chaleur latente de la vapeur à la pression
(1) (table 1) = _____ kJ/kg (7)

Coût de la vapeur = _____ \$/1 000 kg (8)

Quantité de condensat à récupérer

= (1) x (2) x [(3) - (4)] x (5)

= _____ kJ/an (9)

Économie totale de vapeur = $\frac{(9)}{(7)}$ = _____ kg/an (10)

Économie d'énergie = $\frac{(10) \times (8)}{1\,000}$
= _____ \$/an (11)

Mise de fonds = _____ \$ (12)

Période de rentabilité = $\frac{(12)}{(11)}$
= _____ an(s) (13)

Récupération de la vapeur instantanée

Feuille de travail 8-4

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Pression de la vapeur = _____ kPa(eff.) (1)

Pression à laquelle peut être utilisée la vapeur instantanée = _____ kPa(eff.) (2)

Consommation mesurée de la vapeur = _____ kg/h (3)

Temps de service total = _____ h/an (4)

Enthalpie du condensat à la pression (1) (table 1) (h_f) = _____ kJ/kg (5)

Enthalpie du condensat à la pression (2) (table 1) (h_f) = _____ kJ/kg (6)

Chaleur latente de la vapeur à la pression (2) (table 1) (h_{fg}) = _____ kJ/kg (7)

Coût de la vapeur = _____ \$/1 000 kg (8)

Production totale de vapeur

= (3) x (4) = _____ = _____ kg/an (9)

% de vapeur instantanée $\frac{(5) - (6)}{(7)} \times 100$

= _____ x 100 = _____ % (10)

Vapeur instantanée totale disponible

= $\frac{(9) \times (10)}{100} = \frac{x}{100}$ = _____ kg/an (11)

Économie d'énergie = $\frac{(11) \times (8)}{1\ 000}$

= $\frac{x}{1\ 000}$ = _____ \$/an (12)

Mise de fonds = _____ \$ (13)

Période de rentabilité = $\frac{(13)}{(12)}$ = _____ = _____ an(s) (14)

Récupération de la chaleur des condensats

Feuille de travail 8-5

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Pression de la vapeur = _____ kPa(eff.) (1)

Débit de l'eau chaude rejetée = _____ kg/h (2)

Chaleur spécifique du condensat
(4,14 à la pression atmosphérique) = _____ kJ/kg.°C (3)

Température du condensat à l'entrée l'échangeur
de chaleur = _____ °C (4)

Température du condensat à la sortie l'échangeur
de chaleur = _____ °C (5)

Temps de service total = _____ h/an (6)

Efficacité de l'échangeur de chaleur = _____ % (7)

Chaleur latente de la vapeur à la pression (1) (table 1) = _____ kJ/kg (8)

Coût de la vapeur = _____ \$/1 000 kg (9)

Quantité de chaleur rejetée récupérée = (2) x (3) x [(4) - (5)] x (6) x $\frac{(7)}{100}$

= _____ = _____ kJ/an (10)

Vapeur totale économisée par année = $\frac{(10)}{(8)}$

= _____ = _____ kg/an (11)

Économie d'énergie = $\frac{(11) \times (9)}{1\,000}$

= $\frac{\text{_____}}{1\,000}$ = _____ \$/an (12)

Mise de fonds = _____ \$ (13)

Période de rentabilité = $\frac{(13)}{(12)}$ = _____ = _____ ans (14)

Étude des purgeurs de vapeur

Liste de contrôle 8-1

Entreprise: _____

Date: _____

Endroit: _____

Par: _____

DONNÉES	REMARQUES
Identification	
Type de purgeur	
Type de service	
Diamètre de la canalisation	
Dimensions du purgeur	
Pression de service	
État du purgeur	
Type d'essai utilisé pour déterminer l'état	
Date d'installation du purgeur (nouveau)	
Date du dernier entretien du purgeur	
Date du prochain entretien	
Divers	

Analyse au Passage Liste de Contrôle 8-2

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

EMPLACEMENT	APPAREILLAGE						
	ZONE 1	ZONE 2	ZONE 3	ZONE 4	ZONE 5	ZONE 6	ZONE 7
Mauvais fonctionnement d'un purgeur							
Purgeur fuyant							
Brides mal isolées							
Tuyau mal isolé							
Équipement mal isolé							
Tuyau fuyant							
Équipement fuyant							
Évacuation des condensats aux égouts							
Pression de vapeur trop élevée							
Équipement fonctionnant inutilement							
Panaches de vapeur visibles aux événements							
Points de consigne mal réglés							
Reseaux de tuyauteries fonctionnant inutilement							
Remarques diverses							